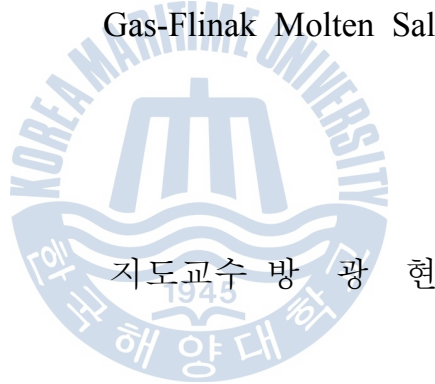


공학석사 학위논문

가스-용융염 열교환에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on the Heat Exchanger for
Gas-Flinak Molten Salt



지도교수 방 광 현

2011년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

정 희 성

本 論文을 鄭熙聖의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

위원장 공학박사 김 동 혁 인

위 원 공학박사 조 종 래 인

위 원 공학박사 방 광 현 인



2011 년 2 월

한 국 해 양 대 학 교 대 학 원

An Experimental Study on the Heat Exchanger for Gas-Flinak Molten Salt

Hui-Seong Jeong

Department of Refrigeration & Air-Conditioning Engineering

Graduate School of

Korea Maritime University



Abstract

The Very High Temperature Reactor (VHTR), one of the most challenging next generation nuclear reactors, has recently drawn an international attention due to its higher efficiency and the operating conditions adequate for supplying process heat to the hydrogen production facilities. To make the design of VHTR complete and plausible, the designs of the Intermediate Heat Transport Loop (IHTL) as well as the Intermediate Heat Exchanger (IHX) are known to be one of the difficult engineering tasks due to its high temperature operating condition (up to 950°C). A type of compact heat exchangers such as Printed Circuit Heat Exchanger (PCHE) has been recommended for the IHX in the technical and economical respects. In this study, the Flinak molten salt, an eutectic mixture of LiF, NaF and KF (46.5:11.5:42.0

mole %) is considered as the heat transporting fluid.

A double-pipe type heat exchanger was constructed using small diameter tubes to investigate the pressure drop and heat transfer characteristics of molten salt flow in minichannels. The outer and the inner diameters of the inner tube are 3.18 mm and 1.40 mm and of the outer tube are 6.35 mm and 4.57 mm, respectively. The length of test section is 500 mm. The molten salt flows through the inside of the inner tube and the gas flows through the annulus of 0.7 mm gap.

For laminar flow of the molten Flinak in the 1.4 mm-inner diameter circular tube, the measured friction factors were close to the analytical result of $64/Re$ within the difference of $-23 \sim +7\%$. The uncertainty in Flinak viscosity was considered to be the cause of this difference. The Flinak viscosity was calculated using the measured pressure drop and a new correlation of Flinak viscosity was proposed. The heat transfer data were successfully obtained for the counterflow of the double-pipe heat exchanger. Despite the sizable heat loss of the gas flow to the surroundings, the heat transfer coefficients of the Flinak flow in small channel were calculated using a modified LMTD method which accounted for the heat loss. The resulting Nu numbers were generally in the range of 3.66 and 4.36, which are the analytical values for laminar flow in circular tubes.

A model heat exchanger was designed and fabricated to investigate the thermal performance of the plate-fin heat exchanger with minichannels. Minichannels were chemically etched on one side of a metal sheet and two of these sheets were diffusion-bonded to form a plate. Six plates and five off-set fin layers were then brazed to form the heat exchanger. The plates and fins were made of Inconel 600. To

evaluate the pressure drop and heat transfer performance of the model heat exchanger, a series of tests were carried out using air and water. The water flows through the inside of the minichannels and the air flows through the fins. For laminar flow of the water in channels, the measured friction factors were close to $64/Re$ within the difference of $\pm 8\%$. The heat transfer measurement was satisfactory such that the difference between the heat loss of water and the heat gain of air was $-3.2 \sim +4.8\%$.



목 차

Abstract

사용기호

표 목차

그림 목차

제 1 장 서 론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	3
제 2 장 선행연구 고찰	7
2.1 서론	7
2.2 열교환기 열유동 설계 방법	8
2.2.1 열 설계	8
2.2.2 압력손실	14
2.3 Flinak 물성치	16
2.3.1 융점	16
2.3.2 밀도	16
2.3.3 비열	17
2.3.4 점도	18
2.3.5 열전도도	20

제 3 장 Flinak 열수력 특성 실험	28
3.1 실험장치	28
3.1.1 용융염 장치	29
3.1.2 열교환 실험장치	30
3.1.3 계측장치	32
3.2 실험방법	34
3.3 실험결과 및 고찰	36
3.3.1 Flinak 제조	36
3.3.2 Flinak 용융	37
3.3.3 증류유동에서 Flinak 마찰계수	38
3.3.4 증류유동에서 Flinak 열전달계수	39
제 4 장 열교환기 성능실험	59
4.1 실험장치	59
4.1.1 열교환기	60
4.1.2 순환형 풍동 실험장치	61
4.1.3 계측장치	62
4.2 실험방법	64
4.3 실험결과 및 고찰	64
4.3.1 열교환기 채널에서의 압력손실	64
4.3.2 열교환기 열전달량	66
제 5 장 결론	78

참고문헌

사용기호

A	표면적 (m^2)
C	열용량 (W/K)
C^*	최소 열용량/최대 열용량
C_p	비열 ($\text{J/kg}\cdot\text{K}$)
d	직경 (m)
D_h	수력직경 (m)
f	마찰계수
G	질량유속 ($\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$)
h	열전달계수 ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$)
H	수두 (m)
k	열전도도 ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)
L	길이 (m)
Nu	Nusselt 수
P	둘레 (m)
ΔP	압력강하 (Pa)
Pr	Prandtl 수
q	열량 (W)
R	열저항 ($\text{m}^2\cdot\text{K/W}$)
Re	Reynolds 수
T	온도 ($^{\circ}\text{C}$)
ΔT_{LM}	대수평균온도차 ($^{\circ}\text{C}$)
u	속도 (m/s)
U	총괄열전달계수 ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$)

그리스 문자

ε	유효도 (effectiveness)
ρ	밀도 (kg/m^3)
μ	점도 (Pa·s)

하첨자

c	저온유체
h	고온유체
i	입구
o	출구
w	벽
max	최대
min	최소
1	고온유체 입구측
2	저온유체 입구측

표 목 차

Table 1.1 Summary of physical properties of various molten salts

Table 2.1 Effectiveness (ϵ) correlations

Table 2.2 Number of Transfer Unit (NTU) correlations

Table 2.3 Working equations for the LMTD and ϵ -NTU methods

Table 2.4 Friction factor correlations for round tubes

Table 2.5 Heat capacity data for Flinak (Rogers et al., 1982)

Table 2.6 Viscosity of molten Flinak (ORNL, 1957)

Table 2.7 Viscosity of molten Flinak (Oye, 1980)

Table 2.8 Comparison of measured and predicted thermal conductivity of Flinak

Table 3.1 Characteristics, mechanical properties, and composition of Inconels

Table 3.2 Data summary of pressure drop of Flinak flow in 1.4 mm inner-diameter round tube

Table 3.3 Data summary of heat transfer in double-pipe heat exchanger with Flinak-Ar gas

Table 4.1 Specification of the model heat exchanger for VHTR IHX

Table 4.2 Data summary of pressure drop of water flow in minichannels of the model heat exchanger

Table 4.3 Data summary of air and water heat transfer in the model heat exchanger

그림 목차

Fig. 1.1 Schematic diagram of Iodine-Sulfur (IS) process

Fig. 1.2 (a) Printed Circuit Heat Exchanger (PCHE)
(b) Plate-Fin Heat Exchanger (PFHE)

Fig. 2.1 General phase diagram of Flinak

Fig. 2.2 Comparison of measured viscosity of Flinak

Fig. 3.1 Schematic diagram of Flinak experimental apparatus

Fig. 3.2 Photograph of Flinak experimental apparatus

Fig. 3.3 Photograph of molten salt furnace

Fig. 3.4 Photograph of load cells

Fig. 3.5 Photograph of double-pipe heat exchanger

Fig. 3.6 Photograph of gas heater

Fig. 3.7 Photograph of gas cooler

Fig. 3.8 Schematic diagram of gas booster system

Fig. 3.9 Photograph of gas booster system

Fig. 3.10 Photographs of flowmeter and differential pressure transmitter

Fig. 3.11 Photograph of glove box

Fig. 3.12 Flinak temperature history during melting

Fig. 3.13 Flinak level in the guide tube to differential pressure transmitter during test run

Fig. 3.14 Corrected pressure drop with Flinak level in guide tube

Fig. 3.15 Measured friction factors of Flinak flow in 1.4 mm inner-diameter round tube and comparison with the theoretical laminar flow relation

Fig. 3.16 Comparison of calculated viscosity using the measured pressure drop and existing viscosity correlations

Fig. 3.17 Proposed Flinak viscosity correlation

Fig. 3.18 Uncertainty in Flinak viscosity correlation

Fig. 3.19 Illustration of inlet and outlet temperatures of Flinak and gas in counter flow heat exchanger

Fig. 3.20 Differences between heat gain and heat loss indicating the amount of heat loss to the surroundings

Fig. 3.21 Measured Nu numbers of Flinak flow in 1.4 mm inner-diameter round tube

Fig. 4.1 Schematic diagram of experimental apparatus to investigate the thermal performance of model heat exchanger

Fig. 4.2 Photograph of experimental apparatus to investigate the thermal performance of model heat exchanger

Fig. 4.3 Photograph of model heat exchanger and flow arrangement diagram

Fig. 4.4 3-D laser scan image of etched minichannels on an inconel 600 plate

Fig. 4.5 Measurement of channel size of etched minichannels on an inconel 600 plate using NX 4.0

Fig. 4.6 X-ray CT image of model heat exchanger

Fig. 4.7 Composition of total pressure drop in model heat exchanger

Fig. 4.8 Pressure-loss coefficients for sudden contraction and sudden enlargement

Fig. 4.9 Entrance and exit pressure-loss coefficients for a multiple-circular-tube heat exchanger core with abrupt-contraction entrance and abrupt-expansion exit

Fig. 4.10 Comparison of measured and calculated pressure drops in model heat exchanger

Fig. 4.11 Measured friction factors of water flow in minichannels of model heat exchanger and comparison with the theoretical laminar flow relation

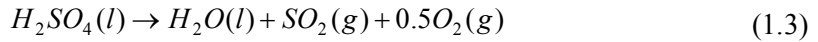
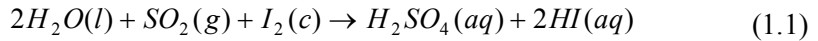
Fig. 4.12 Comparison of heat loss of water and the gain of air in model heat exchanger tests



제 1 장 서 론

1.1 연구배경

산업의 발달과 삶의 질적 향상으로 석유와 석탄, 천연가스 등의 에너지 사용량이 급격하게 증가하였다. 이는 대량의 이산화탄소를 방출하여 지구온난화와 기후변화문제 뿐만 아니라 석유와 천연가스의 수급차질과 고갈의 문제가 대두 되고 있다. 특히 환경문제가 중대한 문제로 논의 되면서 이를 해결하기 위한 방안으로 조력발전, 태양광 발전, 풍력 발전, 연료전지 등의 청정한 신재생에너지 개발에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 그 중 수소가 화석연료를 대체할 수 있는 새로운 청정 에너지원으로 부각되었다. 세계 각국은 저비용, 고효율 수소생산 기술을 개발하기 위해 많은 연구개발을 하고 있으며, 최근 원자력을 이용하여 수소를 생산하는 과정이 활발하게 연구되고 있다. 원자력과 물을 이용해 수소를 분해하는 방법으로 고온에서 요오드(I_2)와 황산(SO_4)을 촉매로 물을 분해하는 Iodine-Sulfur(IS) Process가 있다. 이 방법은 1960년대 중반 Funk 등에 의해 최초로 제안 되어 많은 실질적인 연구가 보고 되었으며, 이후 원자력발전의 초고온원자로(Very High Temperature Reactor; VHTR)에서 나오는 약 $950^{\circ}C$ 의 헬륨가스를 이용한 IS Process가 1970년대 중반 미국 General Atomics(GA) 연구진에 의해 연구되었다. 모든 화학 물질은 재순환되어 오로지 수소와 산소만이 부산물이 되므로 오염 물질이 발생하지 않는 장점이 있다. IS Process는 다음의 3종 화학반응들로 구성된다.



식 (1.1)은 물($2H_2O$), 이산화황(SO_2), 요오드(I_2)를 혼합하여 황산(H_2SO_4)과 요오드화수소(HI)를 생산하는 Bunsen 반응공정이다. 식 (1.2)의 HI 분해 반응은 기체 상태에서의 고체 촉매반응 혹은 액체 상태에서의 균질 촉매반응으로 진행된다. 식 (1.3)의 H_2SO_4 분해반응 공정은 2단계로 진행되며, 반응과정은 다음과 같다. 고온의 H_2SO_4 가 스는 $400 \sim 500^\circ C$ 에서 H_2O 와 SO_3 으로 1차분해 된 후, 분해된 SO_3 이 약 $800^\circ C$ 에서 고체 촉매반응 의해 다시 SO_2 와 O_2 로 분해 된다. Fig 1.1에 IS Process의 3가지 공정을 개략적으로 나타내었다.

원자로에서 공급되는 헬륨가스의 열에너지를 보다 안정적으로 수소생산 공정에 공급하기 위해서 중간 열교환기(Intermediate Heat Exchanger; IHX)를 이용한다. VHTR의 중간열수송루프(Intermediate Heat Transport Loop; IHTL)는 VHTR의 초고온 열을 IS Process에 공급하는 루프로, 작동유체는 헬륨이나 용융염(molten salt)이 고려되고 있는데 헬륨의 경우 고온 가스인 관계로 수송 동력 및 배관의 경제성이 문제이며 이를 대체할 수 있는 열수송 매체로 다양한 종류의 용융염이 검토 되고 있다. Table 1.1에 개략적으로 나타내었다. 원자력을 미래의 경제적, 안정적, 그리고 안전한 에너지원으로 이용하고자하는 지속적인 기술개발의 노력이 현재 국제적인 동향이며, 기존 경수로의 안전성을 개선한 개량경수로(Advanced Light Water Reactor; ALWR) 및 제4세대(Gen-IV) 원자로의 개발을 추진하고 있다. Gen-IV에서 선정된 다양한 노형 중 VHTR이 그 첫 번째이며 원자로에서 헬륨을 6 MPa , $900^\circ C$ 이상에서 운전할 것으로 예상되어 이는 현재

운전 중인 원자로의 운전조건 보다 매우 높은 온도로 이에 대비한 열 수송 시스템의 개발이 요구되고 있다.

1.2 연구목적

미래형 원자로 개발 대상의 하나인 초고온원자로(Very High Temperature Reactor; VHTR)는 고효율 수소 생산 공정에 필요한 900°C 이상 높은 온도의 열을 공급하기 위하여 현재 한국을 포함한 여러 나라에서 개발 중에 있는 가스냉각 원자로이다. 원자로에서 발생한 열을 원자로 냉각재(보통 헬륨 가스)로 직접 수소생산공정에 보낼 수 없기 때문에 중간에 원자로 냉각재와 생산공정 열매체와 열교환을 해주는 중간열교환기(Intermediate Heat Exchanger; IHX)가 필요하다.

IHX 형태로 원통다관형과 같은 일반적인 열교환기의 경우 크기가 매우 커 경제적이지 못한 문제점을 가지고 있어 인쇄회로형 열교환기(Printed Circuit Heat Exchanger; PCHE)와 같은 컴팩 열교환기가 기술적, 경제적 관점에서 IHX로 선호되고 있다.

한편, 초기에 관심을 가진 생산공정 열매체는 헬륨 가스이었지만 원자로의 안정성을 고려해 원자로와 수소생산시설을 1 km 이상의 거리를 두어야 할 경우 열매체가 가스인 관계로 높은 수송 동력이 문제가 된다. 이러한 문제를 고려하여 이에 대한 대체 물질로 액체인 여러 가지의 용융염(molten salt)이 검토되고 있다. 용융염 중 하나인 LiF, NaF 및 KF(46.5:11.5:42.0 mole %)의 공융혼합물 Flinak이 화학적 안정성과 헬륨과 비교하여 낮은 수송 동력으로 인하여 헬륨을 대체 하는 열수송 매체로 고려될 수 있다.

이러한 열교환기를 설계하기 위해서는 세관에서 Flinak의 열수력

학적 특성이 필요하다. 본 연구에서는 내경이 밀리미터 단위인 원형 채널에서 Flinak의 열수력 특성을 실험적 연구를 통해 파악하여 He-Flinak IHX 설계에 이용하고자 하였다. 그리고 VHTR IHX 개념 모델 열교환기를 설계 제작하여 실제 초고온원자로 중간열교환기 제작 가능성 및 성능 등을 평가하고자 하였다.



Table 1.1 Summary of physical properties of various molten salts

Salt	Formula Weight (g/mol)	Melting point	900°C vapor pressure (mmHg)	Heat transfer properties at 700°C					
				ρ Density (g/cm ³)	$\rho \cdot C_p$ Volumetric heat capacity (cal/cm ³ ·°C)	Viscosity (cP)	Thermal conductivity (W/m·K)	Neutron capture relative to graphite	Moderating ratio
LiF-BeF ₂	33.0	460	1.2	1.94	1.12	5.6	1.0	8	60
NaF-BeF ₂	44.1	340	1.4	2.01	1.05	7	0.87	28	15
LiF-NaF-BeF ₂	38.9	315	1.7	2.00	0.98	5	0.97	20	22
LiF-ZrF ₄	95.2	509	77	3.09	0.90	> 5.1	0.48	9	29
NaF-ZrF ₄	92.71	500	5	3.14	0.88	5.1	0.49	24	10
KF-ZrF ₄	103.9	390	-	2.80	0.70	< 5.1	0.45	67	3
Rb-ZrF ₄	132.9	410	1.3	3.22	0.64	5.1	0.39	14	13
LiF-NaF-ZrF ₄	84.2	436	~ 5	2.79	0.84	6.9	0.53	20	13
LiF-NaF-KF	41.3	454	~ 0.7	2.02	0.91	2.9	0.92	90	2
LiF-NaF-RbF	67.7	435	~ 0.8	2.69	0.63	2.6	0.62	20	8

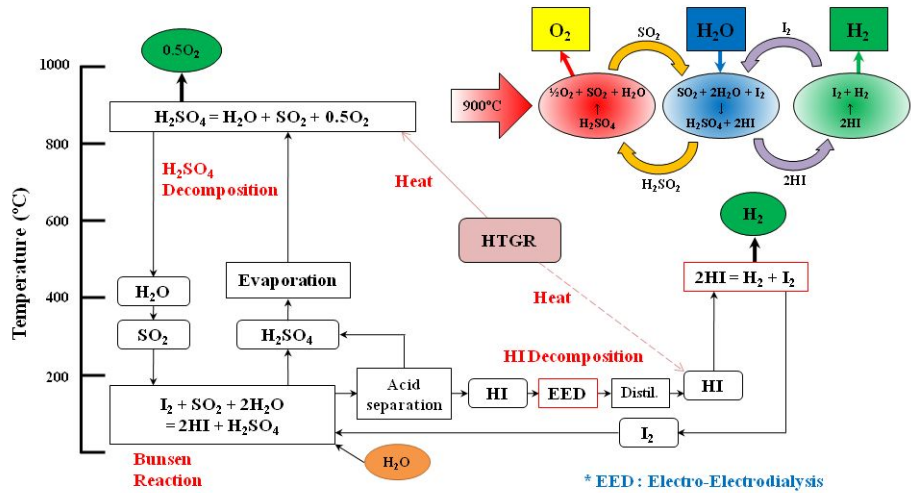


Fig. 1.1 Schematic diagram of Iodine-Sulfur (IS) process

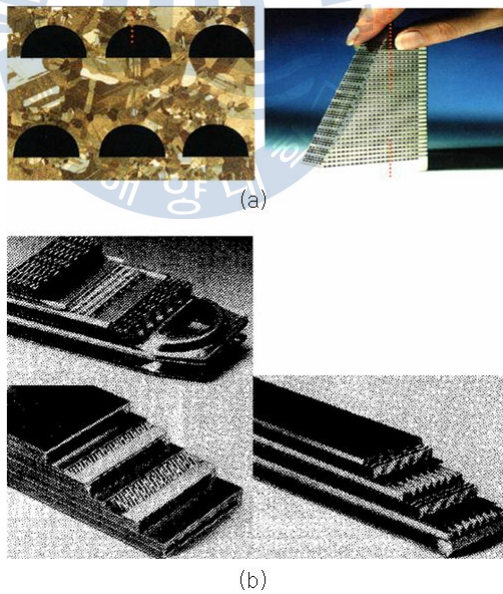


Fig. 1.2 (a) Printed Circuit Heat Exchanger (PCHE)
(b) Plate-Fin Heat Exchanger (PFHE)

제 2 장 선행연구 고찰

2.1 서론

서로 온도가 다르고, 고체 벽으로 분리된 두 유체들 사이의 열교환 과정은 많은 공업 응용분야에서 일어나고 있다. 이러한 열교환을 수행하는데 사용되는 장치를 열교환기(heat exchanger)라고 한다.

초고온원자로(Very High Temperature Reactor; VHTR)의 중간열수송 루프(Intermediate Heat Transport Loop; IHTL)는 원자로의 초고온 열을 수소생산 공정에 사용하기 위하여 수송하는 역할을 한다. IHTL의 열수송 매체로 헬륨이 고려되었지만 낮은 열전달 성능과 높은 수송 동력으로 인하여 열수송 매체를 용융염(molten salt)으로 대체하는 방안이 고려되고 있다. 원자로의 열을 전달하는 중간열교환기(Intermediate Heat Exchanger; IHX)는 기술적, 경제적 관점에서 인쇄회로기판형 열교환기(Printed Circuit Heat Exchanger; PCHE)와 같은 형태의 컴팩 열교환기가 선호되고 있다. 아직 950°C 이상으로 검증된 상용화는 되지 않고 있으며 재료 측면에서 ASME 코드와 같은 규격이 정리 되어야 할 것이다. 수송 동력이 큰 가스 대신 IHTL의 작동 유체로 유력하게 고려되고 있는 용융염은 열용량이 비교적 커서 다양한 열수송 매체로 검토되어 왔으며, 특히 주로 핵융합로의 냉각재 및 태양열 집열 시스템을 위해 연구되어 왔다. 용융염의 종류는 매우 다양하며, 현재 검토되고 있는 주요 종류는 Flibe와 Flinak이다. Flibe의 경우 비열이 큰 장점이 있으나 점도가 상대적으로 높아 압력강하 측면에서 불리하고 Flinak의 경우 비열이 다소 작으나 점도가 비교적 낮은 장점이 있다.

본 선행연구 고찰에서는 열교환기 열수력학적 설계에 있어서 일

반적인 설계방법 및 기존의 연구 결과들을 검토하고, 가스-용융염 열교환기의 압력손실 및 전열현상에 관한 연구에 대한 내용들을 토대로 앞으로 소개할 본 연구의 기초 자료로서 사용될 것이다.

2.2 열교환기 열유동 설계 방법

2.2.1 열 설계

열교환기를 설계하거나 또는 성능을 예측하기 위해서는 총 열전달량을 입구 및 출구의 유체 온도, 총괄 열전달계수, 그리고 열전달을 위한 총 열전달 면적의 크기와 관련시키는 것이 필수적이다. 총 에너지 평형을 고온 유체와 저온 유체에 적용시킴으로서 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.1)$$

$$q = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.2)$$

위 식은 유체가 상변화를 일으키지 않으며, 비열이 일정하게 유지된다고 가정한다.

여기서, $\Delta T \equiv T_h - T_c$ 로 정의하면, ΔT 는 열교환기의 위치에 따라 변화하므로, 다음과 같은 형식으로 열전달률을 표시하는 것이 바람직하다.

$$q = UA\Delta T_m \quad (2.3)$$

이때, ΔT_m 은 열교환기 전 부분에 대한 평균 온도차이다.

평균 온도차를 정하기 위해 일반적으로 대수평균온도차(Log Mean Temperature Difference; LMTD)를 사용한다. 또한, 고온 유체와 저온 유체의 입구 온도에 대한 정보만 있을 경우, 유용도 - NTU 방법(Effectiveness - NTU)이 사용되고 있고, 그 외 특정 형식에 따른 많은 관계식이 정립되어 있으며, 높은 신뢰도를 가진다.

대수 평균 온도차 방법(LMTD)

열교환기의 입구와 출구에서 고온 및 저온 유체의 온도를 알 수 있는 경우 ΔT_m 을 결정하는 방법으로서, 유동 배열에 따른 특정 형식이 먼저 제시되어야 한다.

평행유동(parallel flow) 열교환기의 경우, 고온 유체와 저온 유체의 국소 온도차 ΔT 는 초기에는 크지만, 점차 0으로 접근한다. 이 경우 저온유체의 출구 온도는 결코 고온 유체의 출구온도를 넘지 못한다. 구하고자 하는 ΔT_m 은 유동 방향의 길이 dx , 그리고 전열면적 dA 를 가지는 미소 요소들에 에너지 평형을 적용시켜 결정될 수 있다. 미소 요소들의 각각에 에너지 평형을 적용하면

$$dq = -\dot{m}_h C_{p,h} dT_h \equiv -C_h dT_h \quad (2.4)$$

$$dq = -\dot{m}_c C_{p,c} dT_c \equiv -C_c dT_c \quad (2.5)$$

여기서 C_h 와 C_c 는 각각 고온 유체와 저온 유체의 열용량 이다. 표면적 dA 를 통한 열전달은 또한 다음과 같이 표시된다.

$$dq = U \Delta T dA \quad (2.6)$$

고온 유체와 저온 유체 사이의 국소 온도차는 $\Delta T = T_h - T_c$ 로 표현할 수 있으며, 이상의 식들을 연립하고, 열교환기 전체에 걸쳐 적분하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -\frac{UA}{q}[(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})] \quad (2.7)$$

여기서, $\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,i})$, $\Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,o})$ 이라고 하면, 식 (2.7)은 다음과 같이 표현될 수 있으며,

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (2.8)$$

식 (2.3) 과 (2.8)에서 열교환기 전체 구간에 대한 평균 온도 ΔT_m 을 획득할 수 있다.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (2.9)$$

대향유동(counter flow)의 경우, 평행유동 열교환기와 대조적으로 이 배열은 한 끝단에서 두 유체의 고온부 사이의 열전달과 동시에 다른 끝단에서의 저온부 사이의 열전달을 제공한다. 이 이유 때문에 유동 방향 길이에 관한 온도차 $\Delta T = T_h - T_c$ 의 변화는 어떤 영역에서도 평행유동 열교환기의 입구영역에 대한 온도차만큼 크지 않다.

식 (2.9)는 모든 열교환기에 적용될 수 있으므로, 대향유동에도 ΔT_1 , ΔT_2 에 대한 다음과 같은 재 정의를 통하여 적용될 수 있다.

$$\Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i}$$

유효도 - NTU 방법(Effectiveness - NTU; ε -NTU)

열교환기의 해석에 있어, 입구 온도에 대한 정보만 있을 경우, 앞서 언급한 LMTD의 방법을 사용한다면, 반드시 반복 계산의 절차를 거쳐야 한다. 이런 경우, 유효도-NTU(Effectiveness - NTU) 방법에 의해 평균 온도를 결정해야 한다. 이 방법은 반복 계산에 의한 절차를 열교환기의 유효도라는 개념을 도입하여, 절차를 간소화시킴과 동시에 입구 혹은 출구에서의 온도차는 (UA/C_c) 와 (C_c/C_h) 의 함수라는 사실에 기본적인 개념을 두고 있다.

열교환기의 유효도를 정의하기 위해 먼저 열교환기에서 일어날 수 있는 최대 가능 열전달률 q_{\max} 를 결정해야 한다. 이 열전달률은 대향유동 열교환기에서 가능한데, 이는 유체들 중의 하나가 최대 가능 온도차, $(T_{h,i} - T_{c,i})$ 를 가질 수 있기 때문이다. 먼저 $C_c < C_h$ 인 경우

$$C_c < C_h ; \quad q_{\max} = C_c(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.10)$$

또한, $C_c > C_h$ 이면

$$C_c > C_h ; \quad q_{\max} = C_h(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.11)$$

따라서, 일반적으로 다음과 같은 일반식을 얻게 된다.

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.12)$$

여기서 C_{\min} 은 C_c 와 C_h 중 작은 것을 의미한다.

유용도-NTU 방법에 의하여 열교환기를 해석하기 위해서는 반드시 세 가지 무차원 파라미터에 대해서 고려되어야 한다.

첫째로, 열교환기의 유용도(effectiveness) ε 은 실제 열전달률의 최대 가능한 열전달률에 대한 비로 정의되는 무차원수이다.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.13)$$

식 (2.1), (2.2), (2.13)에 의해 유용도에 관한 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.14)$$

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.15)$$

따라서, ε , $T_{h,i}$ 그리고 $T_{c,i}$ 를 알고 있을 때, 실제 열전달률은 유용도와 함께 다음과 같은 식으로 쉽게 결정할 수 있다.

$$q = \varepsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.16)$$

그 다음으로 고려되는 파라미터는 열용량비 C^* 이다. 열용량비는 고온 유체와 저온 유체가 가지는 열용량에 대한 비로서, 다음과 같

은 식으로 표현되며,

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.17)$$

여기서, C_c 와 C_h 중 큰 것을 C_{\max} , 작은 것을 C_{\min} 이라고 한다. 일반적으로 고밀도 열교환기에 있어서 기체 측 열용량이 C_{\min} 된다.

마지막으로, 전달 단위수(Number of Transfer Unit; NTU)는 총괄열 전달 계수와 총 전열면적을 곱한 값의 C_{\min} 에 대한 비로써 정의되며, 온도변화에 따른 전달능력의 정도를 의미한다.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{1}{C_{\min}} \int_A U dA \quad (2.18)$$

총 열전달 면적 A 가 차원을 가지는 기하학적인 열교환기의 크기를 나타낸다면, NTU는 열교환기의 크기에 대한 무차원수라고 말할 수 있다.

유용도와 NTU와의 상관관계를 고찰하기 위하여 $C_c > C_h$, 즉, $C_c = C_{\min}$, $C_h = C_{\max}$ 인 평행 유동 열교환기를 고려하면, 유용도는 다음과 같이 나타낼 수 있으며,

$$\varepsilon = \frac{(T_{h,i} - T_{h,o})}{(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.19)$$

이상의 결과로서 평행 유동 열교환기에 대하여 다음과 같은 유용도 상관식을 얻을 수 있다.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_{\min}/C_{\max})]}{1 + C_{\min}/C_{\max}} \quad (2.20)$$

$C_{\min} = C_c$ 인 경우에도 식 (2.20)과 똑같은 결과가 얻어지므로, 위 식은 최소 열용량을 가지는 것이 고온 유체인지 저온 유체인지에 관계없이 어떠한 열교환기에도 적용된다.

대향유동 및 직교류 열교환기에 대해서도 유용도와 NTU 의 상관관계에 대한 식들을 같은 방법으로 유도할 수 있으며, Table 2.1 ~ 2.3에 열교환기 종류에 따른 유용도에 관한 상관식들이 정리되어있다.

2.2.2 압력손실

압력손실은 작동 유체를 구동시키기 위한 펌프 용량 및 팬 구동 능력 산정에 필수적인 설계 요소다. 최근 들어 에너지 효율 및 운영 비용 절감에 대한 관심이 높아지면서, 열 설계 못지않은 중요성을 가지고 있다.

일반적으로, 열교환기에서의 압력강하를 발생시키는 요인들은 다음과 같다.

- 1) 가속에 의한 손실(acceleration loss)
- 2) 위치에 따른 손실(gravitational loss)
- 3) 표면 마찰에 의한 손실(skin frictional loss)

가속에 의한 손실은 열교환기를 통과하는 유체의 온도 변화 혹은 상 변화로 인해 밀도가 변화함으로서 발생하는 압력 손실이다. 유체

가 동일한 내경의 튜브를 통과하면서 열교환이 일어날 때, 작동유체의 밀도가 변화하게 되므로, 질량 보존의 법칙에 따라 유체의 유속이 변하게 된다. 이때, 냉각의 경우 감속, 가열의 경우 가속 현상이 발생되고 이것은 전체 압력손실의 일부가 된다. 모든 열교환기에 있어 가속에 의한 손실은 존재하지만, 대부분의 경우 전체 압력 손실에 차지하는 비중이 적어 고려하지 않는다. 하지만, 입·출구 온도차가 크거나, 증발기, 응축기와 같이 열교환기 내부에서 상변화가 일어날 경우, 가속에 의한 손실이 압력 손실 대부분을 차지하게 된다. 가속에 의한 손실은 식 (2.21)으로부터 고려할 수 있다.

$$\Delta P_a = G^2 \left(\frac{1}{\rho_{out}} - \frac{1}{\rho_{in}} \right) \quad (2.21)$$

위치에 따른 손실은 중력에 의해 유체 유동이 영향을 받음으로서 발생하는 압력 손실이다. 주로 수직관이 필요한 열교환기에서 발생되며, 일반적인 수평관식 열교환기 형태에서는 고려하지 않아도 되는 부분이다.

표면 마찰에 의한 손실은 단상 유동의 경우 전체 압력 강하에 있어서 가장 큰 요인으로 작용된다. 표면 마찰 손실은 열교환기의 종류, 유로 형상에 따라 다양한 형태의 접근 방법이 있으나, 기본적으로 $\rho u^2/2$ 에 적합한 압력 계수 K 를 곱한 형태의 식으로 나타낼 수 있다. 일반적인 관내 유동은 식 (2.22)에 의해 계산되며,

$$\Delta P_s = f \frac{L}{D_h} \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (2.22)$$

이때, L 은 관 길이, D_h 는 수력 직경을 의미하며, f 는 마찰계수로

aRe^b 의 형태를 가지는 실험식이다.

현재, 관내 유동에서의 압력 손실에 대한 마찰계수 상관식은 유로 형상, Re 등의 변수에 따라 적합한 상관식들이 개발되어 있으며, 이를 Table 2.4 에 나타내었다.

2.3 Flinak 물성치

2.3.1 용점

Flinak은 LiF, NaF 및 KF(46.5:11.5:42.0 mole %)의 공융혼합물이다. Flinak의 용점은 본 연구에서 아주 중요한 물성치 중 하나이다. 대부분 형태의 염 시스템에 대한 상평형도 데이터베이스가 존재하기 때문에 용점 측정에 대한 기술을 추구할 필요가 없다. Flinak의 경우 각 요소의 용점은 LiF가 844°C, NaF가 990°C, KF가 856°C 이다. 이 3가지 염을 46.5:11.5:42.0(mole %)로 혼합하게 되면 용점이 454°C인 공융혼합물이 된다. Fig. 2.1에 Flinak의 상평형도를 나타내었다.

2.3.2 밀도

유체의 밀도는 강제대류와 자연대류 상태에서 열수송 능력을 판단하기 위한 중요한 물성치이다. 밀도는 여러 물성치들 중 측정이 간단하고 새로운 구성에 대해서도 쉽게 추정할 수 있다. 액체상태의 염의 밀도는 온도가 증가함에 따라 선형적으로 감소한다. 예상처럼 낮은 원자번호의 염은 가벼운 경향을 보이고(비중 ≤ 2), 높은 원자번호 염의 경우 무거운 경향을 보인다(비중 >4). 실험적 측정을 통한 Flinak의 밀도식은 식 (2.23)과 같다.

$$\rho(g/cm^3) = 2.53 - 0.00073 T(^{\circ}C) \quad (2.23)$$

첨가물의 몰부피를 기초로 염의 밀도를 예측할 수 있는 간단하고 정확한 방법이 발견되었다. Oak Ridge National Laboratory(ORNL) 연구원들은 단일 혼합물 염의 몰부피를 정리하여 5% 높은 정확도의 염 혼합물 밀도를 예측 가능하도록 하였다. 다음 관계식은 염 혼합물의 밀도와 몰부피를 예측하는데 권장된다.

$$\rho_{mix}(T) = \sum X_i M_i / \sum X_i V_i(T) \quad (2.24)$$

여기서, X_i : 성분 i 의 몰분율
 M_i : 성분 i 의 화학식량 (g/mole)
 $V_i(T)$: 온도 T 에서 성분 i 의 몰부피

2.3.3 비열

불화염(fluoride salt)은 열 수송에 있어 물에 견줄 만큼 높은 열용량을 가진다. 염의 경우 비열은 1 cal/g·K 보다 작지만 밀도가 1 g/cm³ 보다 크기 때문에 밀도와 비열의 곱이 약 1 cal/cm³·K로 물과 거의 비슷한 값을 가진다.

다양한 구성으로 이루어진 염의 비열을 예측하는 근본적인 이론은 없다. 하지만 혼합물 각 원자의 몰 당 8 cal/K를 분담한다는 가정을 전제로 하는 Dulong and Petit의 경험적 방법이 염 혼합물의 비열을 판단하는 가장 성공적인 평가이다. Dulong and Petit의 식은 다음과 같다.

$$C_p = 8 \cdot \sum X_i N_i / \sum X_i M_i \quad (2.25)$$

여기서, X_i : 성분 i 의 몰분율

N_i : 성분 i 당 원자수

M_i : 성분 i 의 화학식량 (g/mole)

이 방법은 $\pm 20\%$ 의 정확도를 가진다.

실험을 통한 Flinak 비열은 Rogers, Yoko and Janz(1982)에 의하여 측정되었다. 이들은 고온용 시차주사열량계(Differential Scanning Calorimetry; DSC)를 사용하여 Flinak의 비열을 측정하였다. DSC는 열분석 장치의 하나로 시료용 가열로와 표준용 가열로로 구성되어 있다. DSC를 이용한 비열측정 방법은 다음과 같다. 시료용 가열로와 표준용 가열로에 동일한 온도프로그램으로 열을 가하여 열유동 차이, 즉 흡수하는 열의 차이를 측정하고 시간에 따른 흡수 열량과 온도 변화량의 관계를 이용하여 비열을 구한다. Flinak의 비열측정값을 Table 2.5에 나타내었다.

본 연구에서는 Rogers, Yoko and Janz의 실험식을 이용하여 비열을 구하였다.

2.3.4 점도

용융염은 전형적인 뉴턴유체이고 점도(μ)는 온도에 반비례하여 전형적인 지수 감소를 보인다.

$$\mu = A \exp(-B/T) \quad (2.26)$$

점도는 다른 물성치보다 온도에 따라 더욱 변화한다. 용융염의 점도를 예상할 수 있는 확실한 모델은 없다. 따라서 점도는 많은 시스

템에서 보완적인 방법으로 측정되어왔다.

Flinak의 점도는 Oak Ridge National Laboratory(ORNL)의 Chohen and Jones(1957)와 Torklep and Oye(1980)에 의하여 측정되었다.

ORNL의 점도측정 장치는 2개의 점도계(capillary efflux and Brookfield viscometer), 점도계 가열로, 드라이박스로 구성되어있다. 용융염의 경우 불활성 대기 조건에서 취급되어야 한다. 따라서 모든 계측기는 아르곤 가스로 충전된 드라이박스에 구성되어있다.

모세관 유출 점도계(capillary efflux viscometer)의 경우 유체를 모세관으로 배출시켜 유출시간을 측정한다. 동일한 용기에 점도가 알려진 유체와 점도를 측정하고자하는 유체의 유출시간을 비교하여 알려지지 않은 점도를 구한다.

브룩필드 점도계(Brookfield viscometer)는 회전식 점도계로 점도를 측정하고자 하는 유체에 잠겨있는 스피들로 구성되어있다. 브룩필드 점도계는 스피들에 일정한 토크를 공급하고 유체의 점성력에 의한 구리-베릴륨 합금으로 만들어진 스프링의 변형을 측정하여 점도를 산출한다.

점도측정은 100°C 간격으로 500°C에서 800°C까지 측정하였다. 각 온도에 따른 측정값은 Table 2.6과 같다

측정값은 $\log \mu$ v.s. $1/T(K)$ 도표에 직선으로 표시하여 점도 방정식을 지수함수로 나타내었다.

$$\mu(mPa \cdot s) = 0.04 \exp(4170 / T(K)) \quad (2.27)$$

Oye의 점도측정은 진동-실린더 점도계(oscillating-cylinder viscometer)를 사용하여 측정하였다. 진동-실린더 점도계는 액체에 잠긴 Pt-Ir 실린더의 시간에 따른 진동 주기와 진동 감쇠를 측정하여

점도를 산출한다. 온도에 따른 점도는 기본 점도 방정식으로 계산되어진다.

측정을 위한 Flinak은 Delft University of Technology의 화력공학 연구실 Dr.Vriesema로부터 제공받았다.(Flinak의 수분을 제거하기 위하여 녹인 후 며칠 동안 675°C에서 1 Pa 상태를 유지하였고, 1.5년 동안 아르곤 가스로 채워진 인코넬 600 용기에서 사용되었다.) 측정에 앞서 Flinak 샘플은 점도계 내부 4×10^{-3} Pa 상태에서 400°C로 가열되어 고순도의 질소로 보내졌다. 온도는 50°C 간격으로 500°C에서 700°C까지 변경하면서 각 온도에 따라 6회 점도를 측정하였다. 측정값(평균값)은 Table 2.7과 같다.

전체 실험값에 따라 온도에 대한 2차 지수함수는 다음과 같다.

$$\mu(mPa \cdot s) = 1.633 \exp(-2762.9T^{-1} + (3.1095 \times 10^6)T^{-2}) \quad (2.28)$$

ORNL에서 측정한 점도값은 Oye가 측정한 점도값에 비해 600~650°C에서 16% 높았다. 각 측정값을 Fig. 2.2에 표시하였다.

2.3.5 열전도도

용융염의 열전도도는 측정하기 아주 어려운 물성치이다. 이러한 점은 열전달 계산에 있어 상당한 혼란과 오차를 야기한다. 고온 유체의 열전도도 측정은 다수의 오차 발생 가능성과 상당히 흩어져 존재하는 실험적 데이터베이스로 인하여 매우 어려운 과제이다. 그러나 열선과 환상실린더를 이용한 방식을 비교한 가장 신뢰성 있는 결과를 바탕으로 용융염의 열전도도를 조금 더 일관성 있게 예측할 수 있다. 용융염의 열전도도를 가장 성공적으로 예측할 수 있는

모델은 Rao에 의하여 제안되었고, Turnbull에 의하여 개선되었다.

$$k(W / m \cdot K) = 0.119 T_m^{0.5} \rho^{0.667} / (M/n)^{1.167} \quad (2.29)$$

여기서, T_m : 융점 (K)

ρ : 용융염의 몰부피 ($cm^3/mole$)

M : 염의 평균 화학식량 ($= \sum X_i M_i$)

n : 염 화학식의 이온 수

Ignatiev and Khoklov(1998)는 열전도도와 관련있는 온도(T)와 물질량(M)의 간단한 함수로 이루어진 실험식을 제안하였다.

$$k(W / m \cdot K) = 0.0005 T(K) + 32.0/M - 0.34 \quad (2.30)$$

각 상관식에 의한 Flinak 열전도도를 Table 2.8에 나타내었다.



Table 2.1 Effectiveness (ε) Correlations

Type	Effectiveness (ε)
	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-(1 - C^*)NTU]}{1 - C^* \exp[-(1 - C^*)NTU]} \quad (C^* < 1)$
Counter Flow	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (C^* = 1)$ <p>where, $C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$</p>
Parallel Flow	$\varepsilon = \frac{1}{1 + C^*} \{1 - \exp[-(1 + C^*)NTU]\}$
Cross Flow, Unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C^*} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C^* (NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$
Cross Flow, C_{\min} Mixed only	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{1 - \exp(-C^* NTU)}{C^*} \right]$
Cross Flow, C_{\max} Mixed only	$\varepsilon = \frac{1}{C^*} [1 - \exp \{ -C^* [1 - \exp(-NTU)] \}]$
Shell & Tube	$\varepsilon = \frac{2}{1 + C^* + (1 + C^{*2})^{1/25}} \frac{1 + \exp[-NTU (1 + C^{*2})^{1/2}]}{1 - \exp[-NTU (1 + C^{*2})^{1/2}]}$
All Type Heat Exchangers	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (C^* = 0)$

Table 2.2 Number of Transfer Unit (NTU) Correlations

Type	Number of Transfer Unit (NTU)
	$NTU = -\frac{1}{C^* - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C^* - 1}\right) \quad (C^* < 1)$
Counter Flow	$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (C^* = 1)$ <p>where, $C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$</p>
Parallel Flow	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C^*)]}{1 + C^*}$
Cross Flow, C_{\min} Mixed only	$NTU = -\left(\frac{1}{C^*}\right) \ln[C^* \ln(1 - \varepsilon) + 1]$
Cross flow, C_{\max} Mixed only	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C^*}\right) \ln(1 - \varepsilon C^*)\right]$
Shell & Tube	$NTU = \frac{1}{(1 + C^{*2})^{1/2}} \ln \frac{2 - \varepsilon[1 + C^* - (1 - C^{*2})^{1/2}]}{2 - \varepsilon[1 + C^* + (1 - C^{*2})^{1/2}]}$
All type Heat Exchangers	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (C^* = 0)$

Table 2.3 Working equations for the LMTD and ε -NTU methods

LMTD	ε -NTU
$Q = UAF \Delta T_{lm,cf}$	$Q = \varepsilon (\dot{m} C_p)_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})$
$LMTD = \Delta T_{lm,cf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$	$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$ $= \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$
$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}, \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$	$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(\dot{m} C_p)_{\min}}{(\dot{m} C_p)_{\max}}$
$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}, R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}$	$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{1}{C_{\min}} \int_A U dA$
$F = \psi(P, R, \text{flow arrangement})$	$\varepsilon = \psi(NTU, C^*, \text{flow arrangement})$

Table 2.4 Friction factor correlations for round tubes

Correlation	Conditions
$f = \frac{64}{Re_D}$	Laminar flow, Fully Development
$f = 0.316 Re_D^{-1/4}$	Turbulent flow, Fully Development $Re_D \leq 2 \times 10^4$
$f = 0.184 Re_D^{-1/4}$	Turbulent flow, Fully Development $Re_D \geq 2 \times 10^4$
$f = (0.790 Re_D - 1.64)^{-2}$	Turbulent flow, Fully Development $0.6 \leq Pr \leq 160$

Table 2.5 Heat Capacity Data for Flinak(Rogers et al., 1982)

Flinak eutectic	$C_p(\text{cal/g}\cdot\text{K}) = a + bT + cT^2$			
	a	10^4b	10^7c	temp range, K
solid	0.3104	-2.337	3.663	330-720
melt	0.2333	2.54		750-860

Heat Capacity from above Equations			
$T, \text{ K}$	$C_p, \text{ cal/g}\cdot\text{K}$	$T, \text{ K}$	$C_p, \text{ cal/g}\cdot\text{K}$
350	0.2735	700	0.3263
400	0.2755	720	0.3320
450	0.2794	phase transition; $t_m = 735 \text{ K}$	
500	0.2851	750	0.4238
550	0.2927	800	0.4365
600	0.3020	850	0.4492
650	0.3133	860	0.4517

Table 2.6 Viscosity of molten Flinak (ORNL, 1957)

temp, °C	viscosity, mPa·s
500	9.2
600	4.75
700	2.9
800	1.95

Table 2.7 Viscosity of molten Flinak (Oye, 1980)

temp, °C	viscosity, mPa·s	10 ³ SD, mPa·s
497.0	8.551	1
549.3	5.615	1
599.5	4.097	< 1
649.8	3.156	< 1
700.3	2.535	< 1

* Mean Value(SD : standard deviation)

Table 2.8 Comparison of measured and predicted thermal conductivity of Flinak

Salt composition (mol %)	Temp (°C)	Measured conductivity (W/m·K)	Rao-Turnbull prediction (W/m·K)	Khoklov correlation (W/m·K)
LiF-NaF-KF (46.5-11.5-42)	500	0.60	0.68	0.82
	700			0.92

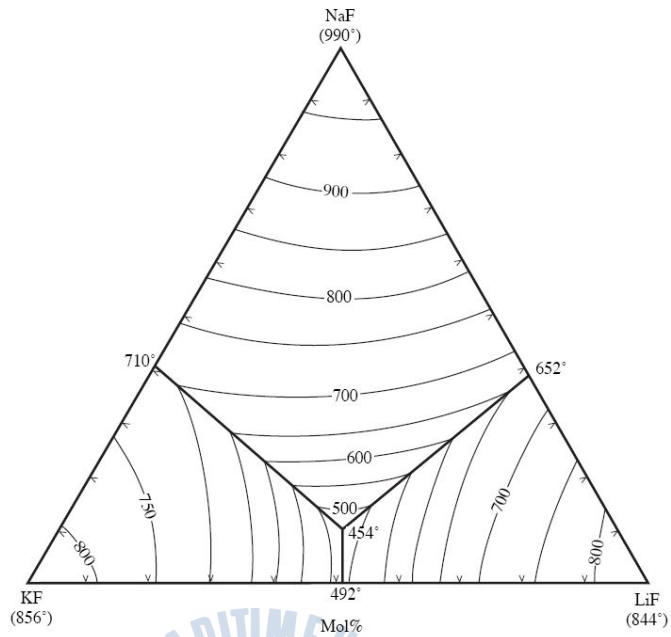


Fig. 2.1 General phase diagram of Flinak

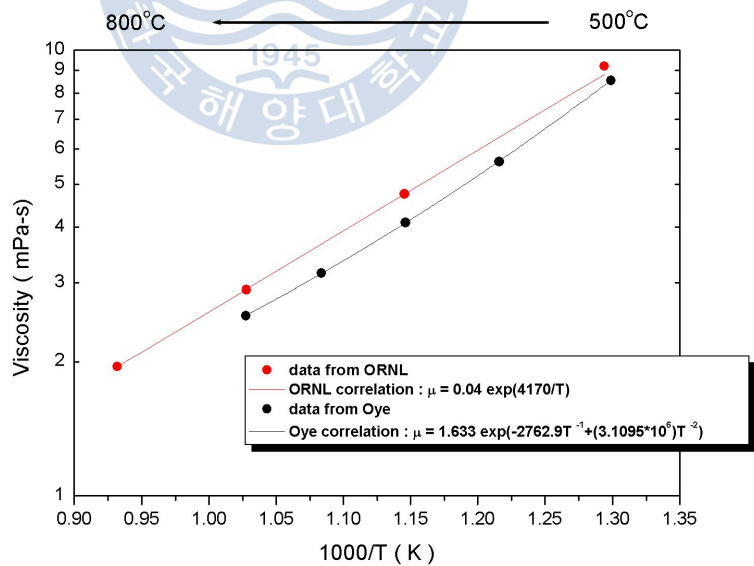


Fig. 2.2 Comparison of measured viscosity of Filnak

제 3 장 Flinak 열수력 특성 실험

3.1 실험장치

본 실험은 고온 고압상태에서 수행되기 때문에 내열성과 내산화성이 좋아야 한다. 니켈은 FCC 결정구조를 갖고 있으며 인성과 연성이 있고 대부분의 분위기에서 내식성과 내산화성이 있으며 저온 및 고온강도가 좋지만, 가격이 높은 단점 때문에 니켈합금을 많이 사용하게 된다. 니켈 합금에는 인코넬(Inconel), 하스텔로이(Hastelloy), 모넬(Monel), 인바(Invar) 등 여러 가지가 있지만 그 중 내열강으로 사용되는 제품은 인코넬과 하스텔로이이다. 인코넬은 내열성이 좋고, 900℃ 이상의 산화기류 속에서도 산화하지 않고, 황을 함유한 대기에도 침지되지 않는다. 신장·인장강도·항복점 등 여러 성질도 600℃ 정도까지 대부분 변화하지 않는 등 기계적 성질에 우수하며, 유기물·염류용액에 대해서도 부식하지 않는다. 본 실험에서는 인코넬 600 재질을 사용하여 실험 장치를 구축하였다. 인코넬 재질의 특성을 Table 3.1에 나타내었다.

실험장치는 도가니, 용융염 전기로, 로드셀, 시험부(이중관식 열교환기), 가스 히터, 가스 냉각기, 가스 부스터, 압력계, 유량계, 차압계 등으로 구성되어 있다. 완성된 Flinak-Gas 열교환 실험장치의 개략도를 Fig 3.1, 장치사진을 Fig 3.2에 나타내었다.

3.1.1 용융염 장치

도가니

도가니는 실험에 사용되는 Flinak을 담고 있는 용기로 서플라이 도가니와 리시빙 도가니 각 1개씩 총 2개이다. 각 도가니는 내경 215 mm, 길이 350 mm의 원통형 용기로 두께 4.76 mm의 인코넬 600 재질로 제작하였다. 도가니 상부는 두께 20 mm, 직경 315 mm 인 SUS 304 플랜지를 이용하여 분해-결합 할 수 있도록 제작하였다. 상부 플랜지 중앙에 급배관, 가압배관 및 온도계 등을 설치할 수 있도록 튜브 피팅을 용접하여 가공하였다.

용융염 전기로

용융염 전기로는 시험부로 들어가는 Flinak을 실험에 사용할 온도로 맞춰주는 역할을 하게 된다. 또한 Flinak의 융점이 454°C이므로 실험 장치를 운행할 시 융점 보다 높은 온도를 유지하기 위한 목적도 있다. 용융염 전기로는 반도출 Kanthal A-1 히터를 장착한 전기로로 내부에 도가니를 장착할 수 있도록 제작하였다. 전기로는 사용 온도 900°C 기준으로 제작하였고, 최고사용온도는 1100°C 이다. 실험을 원활하기 하기 위하여 히터 제어기를 전기로와 분리하여 제작하였다. 전기로의 온도제어는 Yokogawa 사의 모델명 UP-351 제어기를 사용하여 PID제어를 하였다. Fig 3.3에 도가니를 장착한 용융염 전기로를 나타내었다.

3.1.2 열교환 실험장치

시험부

시험부는 1/8, 1/4 inch 튜브를 이용하여 이중관식 열교환기로 구성하였다. 실험조건이 고온 고압상태이기 때문에 시험부 제작에 사용된 튜브와 튜브 피팅은 인코넬 600 재질은 사용하였다. 1/4 inch 튜브에 1/8 inch 튜브를 관통시키고 크로스 유니온 피팅을 연결하여 이중관식 열교환기 형태를 제작하였다. 열교환기의 길이는 500 mm 이고 내부 관의 외경은 3.18 mm, 내경은 1.40 mm이다. 그리고 외부 관의 외경은 6.35 mm, 내경은 4.57 mm이다. 이렇게 제작한 이중관식 열교환기 내부 관에는 Flinak이 흐르고 내부 관과 외부 관 사이 0.7 mm 간격의 환상공간에는 가스가 흐른다. 두 가지 열교환 유체의 입·출구 온도를 측정하기 위하여 인코넬로 피복된 K-type 열전대를 삽입하여 Flinak과 가스 입·출구 온도를 측정하였다. 그리고 Flinak의 입구에서 출구까지 압력손실을 측정하기 위하여 Flinak 입·출구에 차압계를 연결하여 차압을 측정하였다. Fig. 3.5에 시험부인 이중관식 열교환기를 나타내었다.

가스 히터

가스 히터는 시험부로 들어가는 고압의 가스를 실험에 사용할 온도로 맞춰주는 역할을 한다. 가스 히터는 반노출 Kanthal A-1 히터를 사용한 전기로로서, 9 kW 용량, 최대사용온도는 1200°C이다. 전기로의 온도제어는 Yokogawa 사의 모델명 UP-350E 제어기를 사용하여 PID제어를 하였다. 전기로의 내부에 외경 6.35 mm, 내경 4.57

mm, 총 길이 5 m의 인코넬 600 튜브가 코일형태로 감겨져있다. Fig 3.6에 가스 히터를 나타내었다.

가스 냉각기

시험부 출구에서 나온 고온의 가스는 냉각기에서 냉각되어 가스 부스터를 통해 가스 공급탱크로 압축된다. 충분히 냉각되지 않은 가스가 실험장치를 순환할 경우 가스 부스터 등의 장치에 손상이 갈 수 있기 때문에 별도의 냉각장치가 필요하다. 이러한 고온의 가스를 냉각하기 위하여 인코넬 600 1/4 inch 튜브 5 m와 SUS 316 1/4 inch 튜브 7 m를 사용하여 Fig 3.7과 같은 가스 냉각기를 제작하였다. 가스 냉각기는 팬을 이용하여 공랭식으로 냉각할 수 있도록 제작하였으며, 출구 측에 T-type 열전대를 삽입하여 가스 부스터의 입구온도를 확인할 수 있도록 하였다.

가스 부스터

시험부에 일정한 압력의 가스 유량을 공급하고 시험부를 지난 가스를 순환시켜 사용하기 위하여 가스 부스터를 사용하였다. 가스 부스터는 Haskel 사의 AGT-15/30 모델로 공기구동방식에 2단 압축방식이고 최대 586 bar까지 압축할 수 있도록 설계되었다. 가스 부스터의 전체적인 시스템은 부스터 구동에 필요한 압축공기를 공급하는 10 hp의 공기 압축기와 부스터 맥동에 의한 유량 변화를 최소화하기 위하여 각 3개의 공급탱크, 버퍼탱크로 구성되어있다. 가스 부스터 시스템의 가동은 다음과 같다. 시험부에 공급되는 가스는 공급탱크에 설치된 레귤레이터에 의하여 압력과 유량이 조절되고 시험부를 지난 가스는 버퍼탱크로 저장된 다음 부스터에 의하여 압축되

어 공급탱크에 저장된다. 가스 부스터 시스템의 개략도는 Fig. 3.8과 같고 가스 부스터는 Fig. 3.9에 나타내었다.

3.1.3 계측장치

로드셀

실험에서 500°C 이상의 Flinak이 사용되기 때문에 Flinak의 유량측정에 어려움이 있다. 이러한 문제를 해결하고자 Flinak의 서플라이측과 리시빙 측에 각각 로드셀을 설치하고 무게변화를 실시간으로 측정하여 유량으로 환산하였다. 로드셀은 Cas 사의 평판형식의 모델이며 외형은 700 mm × 700 mm이고 각 4개의 로드셀이 장착되어있다. 로드셀의 사용범위는 0.05 ~ 200 kg까지 측정 할 수 있다. 또한 실시간 무게 측정 신호는 지시계를 통하여 Output DC 4 ~ 20 mA로 출력된다. Fig 3.4에 로드셀을 나타내었다.

압력계

시험부 입구의 가스 압력 측정을 위하여 Omega 사의 PX 302-1000GV 모델 스트레인 게이지 압력계를 사용하였다. 측정된 압력은 Omega 사의 DP41-S 모델 지시계를 통하여 표시되는 동시에 DC 4 ~ 20 mA로 출력되어 데이터를 취득하였다.

차압계

시험부 입·출구의 차압 측정은 Yokogawa 사의 EJA110A 모델 차

압계를 사용하였다. 차압측정범위는 0 ~ 50 kPa이고 , Output DC 4 ~ 20 mA, 사용가능최대압력 140 kg/cm², 사용가능온도는 -40 ~ 80°C까지의 사양을 가지며 $\pm 0.04\%$ 의 오차 범위를 가진다.

유량계

유량계는 RHENOIK 사의 RHE-015 모델 코리올리 형식 질량유량계를 사용하였다. 유량계는 0~0.6 kg/min 범위 내에서 유량, 밀도, 온도의 측정이 가능하고, $\pm 0.1\%$ 의 오차 범위를 가진다. Fig 3.10에 유량계 및 차압계를 나타내었다.

데이터 취득 장치

데이터 취득 장치(Data Acquisition System; DAS)는 National Instrument 사의 SCXI-1000, SCXI-1303 모듈을 사용하였다. 8개의 K-type 열전대와 1개의 T-type 열전대에서 측정되는 온도 데이터와 압력계, 유량계, 차압계 및 로드셀에서 측정된 1 ~ 5V의 전압 데이터를 DAS를 이용하여 수집하였다. 수집된 데이터는 National Instrument 사의 Labview 7.0 프로그램을 이용하여 실시간으로 저장하고 전체 온도와 시험부 입·출구 온도, 유량, 차압, 무게값을 그래프로 표시하여 쉽게 확인 할 수 있도록 하였다.

3.2 실험방법

실험장치의 작동유체는 아르곤 gas와 Flinak 용융염이다. 본 실험은 고온측 아르곤 gas와 저온측 Flinak의 열교환 실험으로 고온측과 저온측 두 과정에 대하여 실험순서를 정리하면 다음과 같다.

고온측의 경우 실험에 앞서 실험에 순수한 아르곤 gas를 사용하기 위하여 아르곤 gas 탱크 및 가스 부스터의 밸브를 닫고 진공펌프를 이용하여 실험장치 가스배관 내부를 진공상태로 만든다. 그 후 아르곤 gas 탱크의 밸브를 열고 레귤레이터를 조절하여 실험장치에 아르곤 gas를 설정압력으로 충전시킨다. 가스 히터와 용융염 전기로를 실험조건에 필요한 온도로 설정하여 작동시키고, 실험조건에 맞는 설정온도에 도달하여 정상상태가 되면 가스 부스터를 작동하여 가스 유동을 형성하였다. 시험부를 지난 아르곤 gas가 Flinak과 열교환 후에도 약 600°C가 넘는 고온이기 때문에 가스 부스터와 다른 장치의 안전을 위하여 가스 냉각기를 작동시켜 가스 부스터 입구 온도를 50°C 이하로 낮추었다.

저온측의 경우 용융염 전기로를 이용해 도가니를 가열하게 되면 온도의 상승으로 인하여 도가니의 내부압력이 상승하여 불필요한 유동이 형성될 수 있다. 이를 방지하기 위하여 본격적인 실험을 하기 전까지 압력평형 밸브를 개방하여 두 개의 도가니 내부 압력을 항상 같게 유지하였다. 용융염 전기로는 실험조건에 맞는 온도로 설정하였고 실험을 하는 동안 Flinak이 굳어 실험이 중단되지 않도록 Flinak이 흐르는 관을 히팅자켓을 이용하여 단열하였다. 실험장치의 모든 온도가 설정온도에 도달하면 Flinak을 흘려보내 실험을 수행하였다. 고온의 용융염에 사용가능한 기계적인 펌프가 상용화되어 있지 않기 때문에 2개의 도가니의 압력차를 이용하여 Flinak을 흘려보

내는 방법을 택하였다. Flinak을 보내고자 하는 도가니의 가압 밸브를 개방하고 가압 밸브에 연결되어있는 아르곤 가스 탱크를 열고 레귤레이터를 조정하여 원하는 Flinak 유량을 설정하였다. Flinak 유동을 개시하기 위하여 아르곤 가스를 가압할 때 갑작스러운 가압으로 인한 문제가 생기지 않도록 아르곤 가스 가압라인에 니들밸브를 설치하여 아르곤 가스를 미세하게 가압하였다. 서플라이 도가니에 가압을 하여 시험부를 거쳐 리시빙 도가니에 Flinak이 저장 될 때 리시빙 도가니 내부압력이 상승되어 유량변화를 동반할 우려가 있기 때문에 리시빙 도가니의 송출밸브를 개방하여 대기압 상태를 유지하였다. 또한 서플라이 도가니의 Flinak이 모두 흐르게 되면 Flinak과 아르곤 가스의 2상 유동의 영향으로 인하여 차압측정 가이드 튜브의 수두가 단열이 되지 않은 곳까지 올라가 막히는 문제가 발생한다. 따라서 로드셀 신호를 확인하여 서플라이 도가니 내의 Flinak이 모두 이동하지 않도록 주의하였다. 실험이 종료 후에는 실험장치를 구성하고 있는 인코넬 튜브와 튜브에 잔류해 있는 Flinak의 열팽창 차이에 의하여 튜브가 손상되지 않도록 차압계에 설치한 가압라인을 통하여 튜브 내 잔류 Flinak을 제거 하였다.

시험부의 열전대 및 유량계, 압력계, 차압계가 제대로 작동하는지 알아보기 위하여 상온에서부터 데이터를 취득하여 온도 및 유량, 압력 등 데이터 취득이 정상적으로 되는지 확인하고, 모든 실험이 끝날 때까지 온도변화를 살펴보았다. 시험장치가 열수력학적으로 정상상태가 될 때까지 기다린 후, 정상상태에서 100초간의 데이터를 수집하여 정리하였다. 데이터 취득이 끝나면 용융염 전기로, 가스 히터 및 가스 부스터의 작동을 중지함으로써 실험을 끝내게 되는데, 아르곤 공급탱크 및 버퍼탱크 내부 고압의 아르곤 가스를 다음 실험에 사용하기 위해 밸브를 닫아 보관하였다.

3.3 실험결과 및 고찰

3.3.1 Flinak 제조

본 연구에 사용된 Flinak은 LiF-NaF-KF (46.5:11.5:42.0 mole %)의 조성을 가진다. 용융염은 산소와 습기에 아주 민감하게 반응을 하기 때문에 수분과 산소가 제거된 비활성상태의 글러브 박스에서 제조 작업을 진행을 하였다. 우선 글러브 박스는 1200 mm × 800 mm × 800 mm 크기로 아크릴을 이용하여 제작을 하였으며 글러브를 통하여 작업을 진행 할 수 있도록 150 mm 원통 구멍을 내었다. 글러브 박스에서 Flinak 제조 작업을 진행하여야 함으로 제조 작업 전 글러브 박스 안에 모든 작업공구를 넣고 작업을 진행하였다. Fig 3.11에 글러브 박스의 모습을 나타내었다. 글러브 박스 내 습기를 제거하기 위하여 내부에 온습도계를 설치하여 습도를 확인하였고 습기제거를 위해 실리카겔을 이용하여 습도를 낮추었다. 그리고 글러브 박스의 측면에 장착해 놓은 밸브를 이용하여 한쪽에는 진공펌프를 연결하고 한쪽에는 아르곤 가스를 연결하여 진공펌프를 통해 산소를 제거하고 아르곤 가스를 치환하는 작업을 진행을 하였다. KS규정에 “실리카겔 사용 후 이틀 이내에 수분을 흡수해야 한다.” 라는 내용을 참조하여 이틀이 지난 후 글러브 박스에 부착된 온습도계를 확인한 결과 상대습도가 5% 정도로 유지가 되었다.

Flinak 제조 작업은 글러브 박스에 부착된 글러브를 통하여 모든 작업을 진행함으로써 글러브 박스 속의 습도를 최소화하여 시약을 보호하였다.

본 연구에 사용된 Flinak 양은 700°C 기준으로 5.44 l 이다. Flinak의 몰비는 LiF; 46.5%, NaF; 11.5%, KF; 42.0%이고, 질량비로 환산하

면 LiF; 29.2%, NaF; 11.7%, KF; 59.1%이다. 700°C 기준 5.44 l 의 Flinak을 제조하기 위하여 LiF; 3176.5 g, NaF; 1391.8 g, KF; 6425.5 g 을 사용하였다.

각각의 시약이 골고루 섞일 수 있도록 한번에 5.44 l 를 만들지 않고 저울을 이용하여 시약의 무게에 1/12에 해당하는 양을 골고루 섞어 같은 작업을 총 12번 반복하여 5.44 l 의 시약을 제조하였다. 이렇게 혼합된 시약을 모두 도가니에 담고 동 가스켓을 이용하여 도가니와 플랜지를 체결한 다음 도가니를 꺼내었다.

3.3.2 Flinak 용융

LiF, NaF 및 KF(46.5:11.5:42.0 mole %)의 공융혼합물 인 Flinak을 이용하여 본격적인 실험에 앞서 융점을 확인하였다. 산소와 습기가 제거된 비활성상태의 글러브 박스에서 제조된 Flinak이 담긴 도가니를 용융염 전기로에 장착시키고 배관연결 작업을 하였다. 도가니에는 용융염 라인, 가압라인, 열전대, 압력평형라인 총 4개의 배관이 연결되었다. 배관작업을 할 때에도 대기의 공기의 침입을 최소화하기 위하여 항상 아르곤 가스를 채운 상태에서 작업하였다. 첫 실험의 경우 분말 형태의 Flinak이 가열 시 틈새에 있을 수도 있는 공기를 제거하기 위하여 전기로를 300°C로 설정하고 온도가 도달 할 때까지 진공펌프를 이용하여 진공작업을 하였다. 그런 다음 다시 전기로를 600°C로 설정하여 Flinak이 용융 될 때 까지 관찰을 하였다. 도가니 내부 Flinak의 온도변화를 Fig 3.12에 나타내었다.

결과에서 볼 수 있듯이 선행 연구에서 조사 된 융점 454°C 부근에서 용융 되어 490°C에서 모든 용융이 끝나는 것을 알 수가 있다. 이 결과를 토대로 Flinak 제조방법 및 융점이 맞는 것을 확인 한 후

본 연구 실험을 진행 하였다.

3.3.3 충류유동에서 Flinak의 마찰계수

Flinak 유동의 마찰계수 측정 실험은 내경 1.4 mm 관 기준으로 충류유동 범위인 Reynolds 수 100 ~ 700에서 수행하였다. 현재 실험장치에서 압력손실 측정은 시험부의 Flinak 입·출구에 차압계를 연결하여 측정하였다. 이러한 측정방식은 Fig. 3.13과 같이 Flinak이 시험부를 흐를 때 시험부와 차압계를 연결하는 차압 가이드 튜브에 Flinak이 올라와 차압측정에 오차를 발생시키는 문제점이 있다. 이 문제점을 해결하기 위하여 Flinak이 차압 가이드 튜브에 얼마나 올라오는 지 확인해 볼 필요가 있었다. 마찰계수 측정 실험을 수행하는 동안 정상 유동에 도달하면 차압 가이드 튜브의 히팅자켓의 가열을 정지하여 가이드 튜브로 올라온 Flinak을 응고시킨 후 가이드 튜브를 개방하여 가는 철심을 밀어 넣어 응고된 Flinak 상부 위치를 측정하여 차압 가이드 튜브 내의 Flinak 높이를 산출하여 차압계로 얻은 차압을 식 (3.1)과 같이 보정하였다.

$$\Delta P_{corr} = \Delta P_{meas} + \rho_{salt} gH \quad (3.1)$$

이와 같은 방법으로 차압을 보정한 내용을 Table 3.2와 Fig. 3.14에 나타내었다.

다음의 관내 압력손실 계산식을 사용하여 마찰계수를 계산하였다.

$$\Delta P = f \frac{L}{d} \frac{G^2}{2\rho} \quad (3.2)$$

측정한 마찰계수를 층류영역에서 이론 상관식인 $64/Re$ 와 비교하여 Fig. 3.15에 나타내었다. 그림에서 보듯이 실험 결과는 원형관 층류 유동에 대한 이론 상관식과 비교적 잘 일치하였으나 -23 ~ +7%의 오차를 보였다.

이러한 오차의 원인으로 Flinak 점도의 부정확성을 고려할 수 있다. 그래서 측정한 압력손실 값을 이용하여 역으로 Flinak 점도를 계산해보았다. 계산한 점도 값과 ORNL 상관식 및 Oye 상관식을 비교한 내용을 Fig. 3.16에 나타내었다. 500°C 이상의 고온 액체의 점도를 측정한 경우라 기존 상관식을 만든 데이터도 오차를 보인다. ORNL의 점도 데이터의 경우 $\pm 10\%$ 의 오차를 가지며 Oye의 점도 데이터는 0.5 ~ 1%의 표준편차를 가진다. 따라서 본 실험에서 측정한 점도로 새로운 상관식의 제시가 가능하다. 계산한 점도 값은 $\log \mu$ v.s. $1/T(K)$ 도표에 표시하여 Origin 프로그램을 이용하여 2차 지수함수로 커브피팅(curve fitting)하였다. 새로운 점도식을 Fig. 3.17에 나타내었다. 그리고 Fig. 3.18에 커브피팅한 점도식과 점도 데이터 간의 오차를 나타내었다.

3.3.4 층류유동에서 Flinak의 열전달량

열전달실험은 이중관식 열교환기인 시험부 내부 관에 저온의 Flinak, 외부 관에 고온의 아르곤 가스를 대향류 조건으로 공급하여 수행하였다. 대향류에서 두 작동유체의 입·출구 온도는 Fig. 3.19와 같다. 시험부에서 열손실을 최소화하기 위하여 단열을 보강하고 히팅자켓으로 감싸 고온환경을 조성하였다.

그러나 본 실험이 고온 실험인 관계로 아르곤 가스 측의 열손실은 Fig. 3.20에서 보는 바와 같이 무시할 수 있는 양은 아니었다. 이

론적으로는 고온의 아르곤 가스 측이 잃는 열량이 Flinak이 얻는 열량과 동일하여야 하나 여전히 아르곤 가스 측의 주변에 의한 열손실이 있었다. 대수평균온도차 방법 등 열교환기 해석방법을 통하여 관 내부 Flinak의 열전달계수를 산출하기 위해서는 열손실을 고려한 열교환기 해석방법이 필요하였다.

각 유체의 열평형은 유량과 입·출구 온도차를 이용하여 다음과 같다.

$$q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (3.3)$$

$$q = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3.4)$$

Flinak은 이중관식 열교환기 중 내부 관에 흐르기 때문에 주변에 의한 열손실은 무시할 수 있을 만큼 작다. 이 가정을 기반으로 실제 열교환량은 Flinak 측의 열취득량으로 하였다. 그러나 아르곤 가스 측의 열손실이 상당히 크기 때문에 Flinak 측 열전달계수를 구하는데 있어서 열손실을 고려해주어야 한다.

만약 열손실을 무시할 수 있고 두 유체간의 에너지 보존이 성립되면 열전달량은 대수평균온도차를 이용하여 구할 수 있다. 대향류에서,

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (3.5)$$

여기서

$$\Delta T_1 \equiv T_{h,l} - T_{c,l} = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \text{ 이다.}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.6)$$

그러나 본 실험의 경우 주변에 의한 열손실이 크기 때문에 열손실을 고려한 온도차 관계식을 구성해 보았다. 만약 열손실이 열교환기에 따라 일정하다고 가정하면, 대항류에서 각 유체의 열평형식을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$dq = -\dot{m}_h C_{p,h} dT_h - dq_{loss} = -C_h dT_h - dq_{loss} \quad (3.7)$$

$$dq = -\dot{m}_c C_{p,c} dT_c = -C_c dT_c \quad (3.8)$$

이 식을 온도 함수로 바꾸면 식 (3.9), (3.10)가 된다.

$$dT_h = -\frac{dq}{C_h} - \frac{dq_{loss}}{C_h} \quad (3.9)$$

$$C_c = -\frac{dT_c}{dq} \quad (3.10)$$

표면적 dA 를 통한 열전달은 식 (3.11)과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} dq &= U \Delta T dA \\ \Delta T &= T_h - T_c \\ d(\Delta T) &= dT_h - dT_c \end{aligned} \quad (3.11)$$

식 (3.11)의 적분형식을 결정하기 위하여 먼저 ΔT 을 미분하여 식

(3.10)에 대입하면 식 (3.12)식으로 표시된다.

$$d(\Delta T) = dq \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) - \frac{dq_{loss}}{C_h} \quad (3.12)$$

여기서 식 (3.7) 을 대입하면 식 (3.13)으로 표시된다.

$$d(\Delta T) = U \Delta T dA \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) - \frac{dq_{loss}}{C_h} \quad (3.13)$$

바깥표면의 총괄대류열전달 계수를 구하기 위하여 $dA = \pi d_o dx$ 을 대입하면 식 (3.14)로 표시된다.

$$d(\Delta T) = U \Delta T \pi d_o dx \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) - \frac{dq_{loss}}{C_h} \quad (3.14)$$

여기서, $\Delta T = y$ 로 치환하면 식(3.15)로 표시된다.

$$\frac{dy}{dx} = U \pi d_o \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) y - \frac{dq_{loss}}{C_h} \quad (3.15)$$

이렇게 표현된 식을 선형미분방정식 Bernoulli로 표현하면 식 (3.16)으로 표시된다.

$$\begin{aligned}
\frac{dy}{dx} + Py &= r \\
P &= U\pi d_o \left(\frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right), \quad C_c > C_h \\
r &= -\frac{dq_{loss}}{C_h}
\end{aligned} \tag{3.16}$$

식 (3.12)을 적분하여 풀면 식 (3.17)로 표시된다.

$$\Delta T_1 e^{-PL} = \Delta T_2 - \frac{r}{P}(1 - e^{-PL}) \tag{3.17}$$

식 (3.17)에서 Excel에서 목표 값 찾기 기능을 이용하여 P 값을 찾아 총괄열전달계수를 구한다. Flinak 측 대류열전달계수를 구하기 위해서는 환상공간의 아르곤 가스 유동에 대한 대류열전달계수 값이 필요하다. 본 실험조건의 환상공간에서 아르곤 가스 유동은 난류유동이다. 따라서 Gnielinski(1976) 상관식을 사용하였다.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \tag{3.18}$$

여기서, $f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2}$ 이다.

위와 같은 방법으로 실험 데이터를 정리하여 Flinak의 열전달계수를 구하였다. 열교환실험은 Flinak 입구온도 500, 550, 600°C로 하고 각 입구온도에서 Flinak 유량 3가지 조건에서 수행하였다. 그리고 아르곤 가스 입구온도의 경우 Flinak 입구온도 보다 약 50°C 높게 설정하여 열교환이 일어나도록 하였다. Table 3.3에 실험 데이터를 정리하였고 Fig. 3.21에 열손실을 고려한 해석방법을 이용하여 구한

Flinak 층류유동의 Nusselt 수를 나타내었다. 층류 완전발달영역에서 원형관의 경우 Nusselt 수는 벽온도가 일정할 경우 3.66, 열유속이 일정할 경우 4.36이다. 본 실험에서는 대부분의 Flinak 측의 Nusselt 수가 이론값 범위에 있음을 알 수 있다.



Table 3.1 Characteristics, mechanical properties, and composition of Inconels

Alloy (UNS No)	Composition (%)	Density (g/cm)	Mechanical Properties			Characteristics
			Condition	Tensile Strength (Mpa)	Yield Strength (0.2% offset) (Mpa)	
Inconel 600 (N06600)	Ni 79 Cr 15.5 Fe 8	8.42	Annealed	550-690	210-340	산화성 및 환원성, 고온 내식성 우수
Inconel 601 (N06601)	Ni 60.5 Cr 23 Fe 14 Al 1.4	8.06	Annealed	550-790	210-340	고온, 내산화성 우수
Inconel 617 (N06617)	Ni 52 Mo 9 Cr 22 Al 1.2 Co 12.5	8.36	Annealed	760	350	고온, 내산화성 우수
Inconel 625 (N06625)	Ni 61 Cr 21.5 Mo 9 Nb+Ta 3.6	8.44	Annealed	550-790	550-790	극저온에서 980°C 고온까지 높은 강도와 인성, 내산화성, 내식성 우수
Inconel 690 (N06690)	Ni 60 Cr 30 Fe 9.5	8.19	Annealed	550-790	550-790	산화성의 화학약품과 유황을 함유한 가스에 내식성 우수
Inconel 718 (N07718)	Ni 52.5 Mo 3 Cr 19 Fe 18.5 Nb+Ta 5.1	8.19	Aged	550-790	550-790	-250 ~ 700°C 우수한 강도를 나타내는 시효경화합금, 시효상태에서 용접 가능, 980°C 까지 내산화성 우수
Inconel x-750 (N07750)	Ni 73 Ti 2.5 Cr 15.5 Al 0.7 Fe 7 Nb+Ta 1.0	8.25	Aged	550-790	550-790	내식성과 내산화성 우수한 시효경화합금
Incoloy 800 (N08800)	Ni 32.5 Fe 46 Cr 21	7.95	Annealed	550-790	550-790	고온강도 우수
Incoloy 800TH (N08811)	Ni 32.5 C 0.08 Fe 46 Cr 21 Al+Ta 1	7.95	Annealed	550-790	550-790	고온강도 우수
Incoloy 825 (N08825)	Ni 42 Cu 2.2 Fe 30 Cr 21.5 Mo 3	8.14	Annealed	550-790	550-790	광범위한 분야에서 내식성이 풍부하고 특히 입계부식, 환원성산에 양호한 성질

Table 3.2 Data summary of pressure drop of Flinak flow in 1.4 mm inner-diameter round tube

T_i (°C)	T_o (°C)	MassFlow (kg/s)	Re	ΔP_{maes} (kPa)	H (m)	$\rho_{sat}gH$ (kPa)	ΔP_{corr} (kPa)	f
525.8	523.9	0.0011596	156.2	14.34	0.432	9.317	23.66	0.3492
526.0	523.0	0.0010961	147.2	14.50	0.409	8.821	23.33	0.3854
530.7	527.6	0.0008543	119.0	12.85	0.223	4.810	17.66	0.4797
545.3	548.6	0.0013805	219.6	14.44	0.414	8.929	23.37	0.2415
548.1	551.4	0.0013545	219.8	13.36	0.427	9.210	22.57	0.2421
553.5	552.5	0.0009224	153.1	12.11	0.277	5.974	18.09	0.4179
592.6	589.1	0.0017589	372.7	14.33	0.404	8.714	23.04	0.1445
594.7	589.9	0.0013213	282.4	11.96	0.250	5.392	17.35	0.1927
597.4	592.4	0.0014049	304.8	11.02	0.251	5.414	16.44	0.1614
647.4	640.1	0.0019623	551.5	13.26	0.360	7.765	21.03	0.1040
648.1	641.0	0.0016167	456.1	11.81	0.240	5.176	16.99	0.1237
648.4	641.4	0.0015879	448.7	11.95	0.232	5.004	16.95	0.1280
648.7	641.0	0.0014326	404.7	11.16	0.175	3.774	14.93	0.1385
650.4	643.4	0.0016206	462.3	10.64	0.242	5.219	15.86	0.1149
705.9	689.5	0.0015145	536.9	10.27	0.135	2.912	13.19	0.1074
709.1	694.7	0.0018797	677.2	11.78	0.223	4.810	16.58	0.08756

Table 3.3 Data summary of heat transfer in double-pipe heat exchanger with Flinak-Ar gas

Flinak Molten salt					Ar Gas										
T _i (°C)	T _o (°C)	MassFlow (kg/s)	C _c (W/K)	Q (W)	T _i (°C)	T _o (°C)	MassFlow (kg/s)	C _h (W/K)	Q (W)	Q _{loss} (W)	h _o (W/m ² K)	$\frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi kL}$	Re	h _i (W/m ² K)	Nu
507.0	538.4	0.000549	0.999	31.34	561.2	521.5	0.002010	1.050	41.65	10.31	581.0	0.01093	72.6	1895	3.043
506.4	533.7	0.000729	1.306	35.72	561.3	519.1	0.002011	1.051	44.42	8.70	581.2	0.01093	93.1	2319	3.724
505.4	530.4	0.000835	1.516	37.92	561.3	517.5	0.002010	1.050	45.99	8.07	580.9	0.01093	106.4	2391	3.839
556.5	578.0	0.000725	1.355	29.08	602.2	565.2	0.002021	1.056	39.10	10.02	586.7	0.01093	133.5	2320	3.725
554.9	573.6	0.000960	1.741	32.60	602.7	562.5	0.002020	1.055	42.41	9.81	586.3	0.01093	167.3	2652	4.258
553.6	570.5	0.001059	1.972	33.33	601.4	560.9	0.002011	1.050	42.58	9.26	583.9	0.01093	187.6	2684	4.309
604.3	621.8	0.000909	1.741	30.52	650.1	612.1	0.002001	1.045	39.74	9.22	584.6	0.01093	218.4	2295	3.685
603.5	616.9	0.001278	2.445	32.70	649.7	610.3	0.001990	1.039	40.93	8.23	581.9	0.01093	302.4	2487	3.993
603.2	615.7	0.001376	2.632	32.98	649.1	609.8	0.002003	1.046	41.05	8.08	585.1	0.01093	324.3	2504	4.020

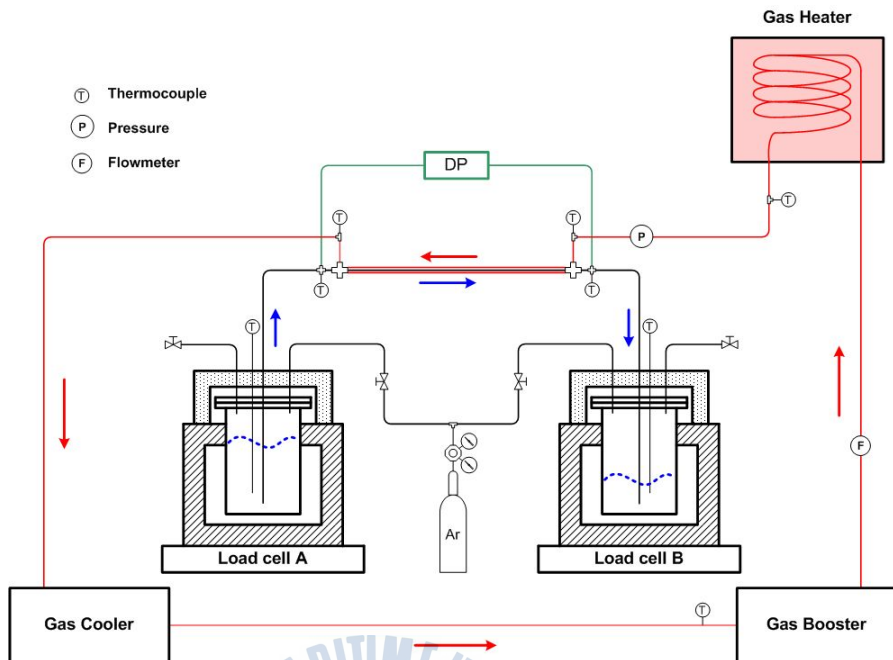


Fig. 3.1 Schematic diagram of Flinak experimental apparatus



Fig. 3.2 Photograph of Flinak experimental apparatus



Fig. 3.3 Photograph of molten salt furnace

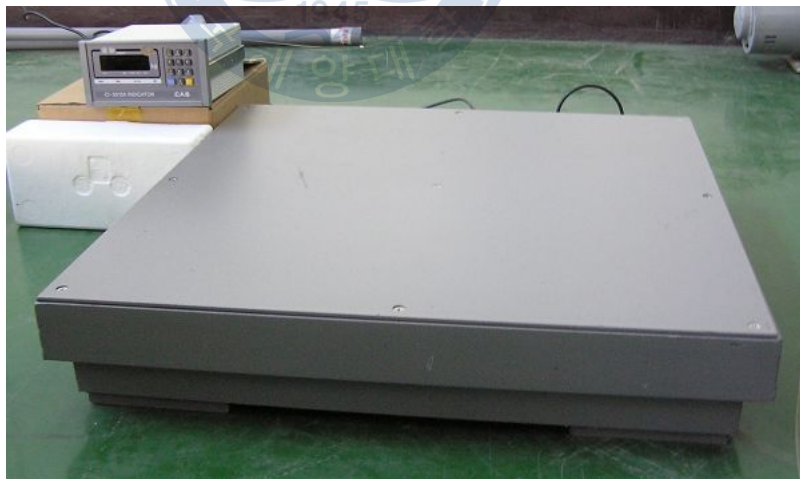


Fig. 3.4 Photograph of load cells

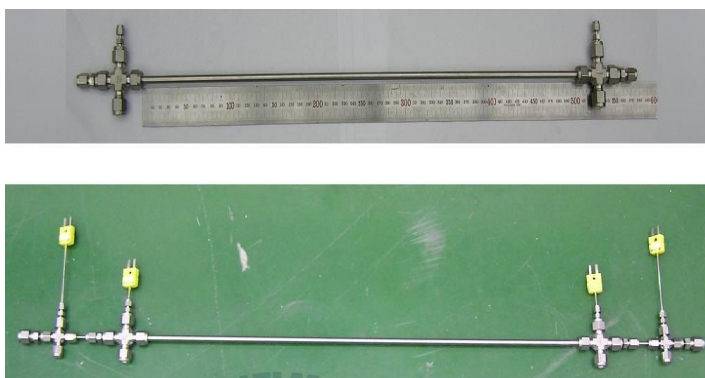


Fig. 3.5 Photograph of double-pipe heat exchanger



Fig. 3.6 Photograph of gas heater



Fig. 3.7 Photograph of gas cooler

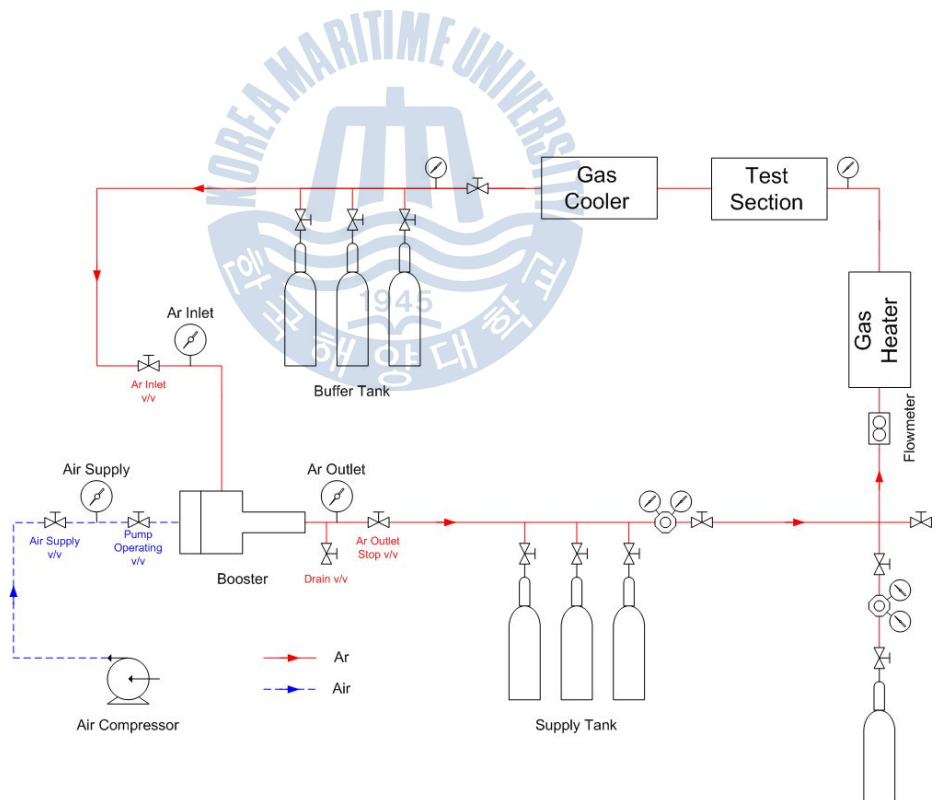


Fig. 3.8 Schematic diagram of gas booster system



Fig. 3.9 Photograph of gas booster system



Fig. 3.10 Photographs of flowmeter and differential pressure transmitter



Fig. 3.11 Photograph of glove box

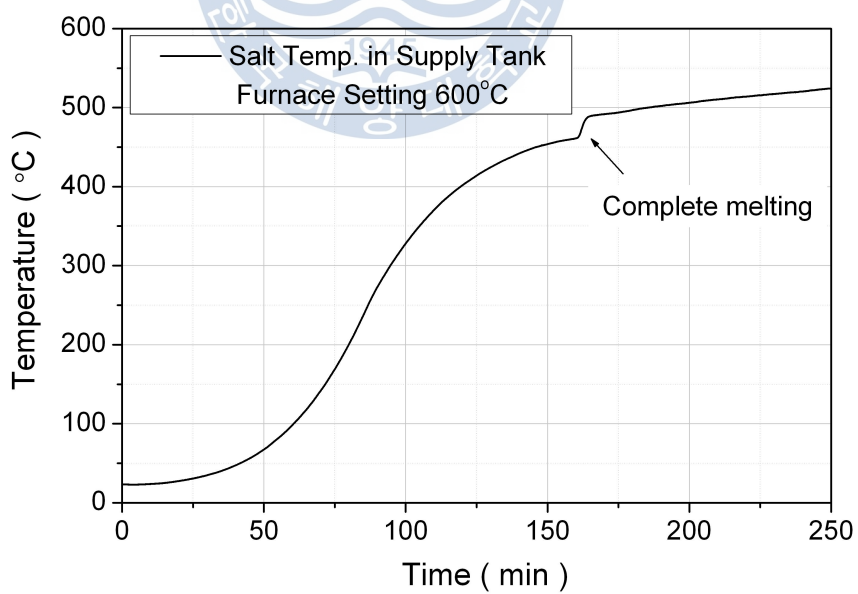


Fig. 3.12 Flinak temperature history during melting

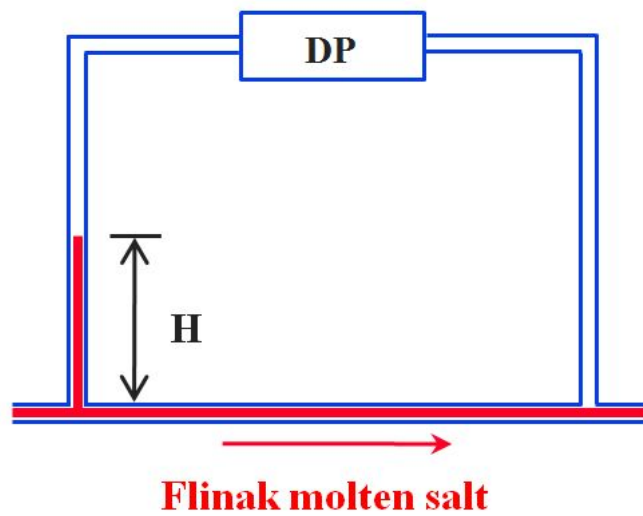


Fig. 3.13 Flinak level in the guide tube to differential pressure transmitter during test run

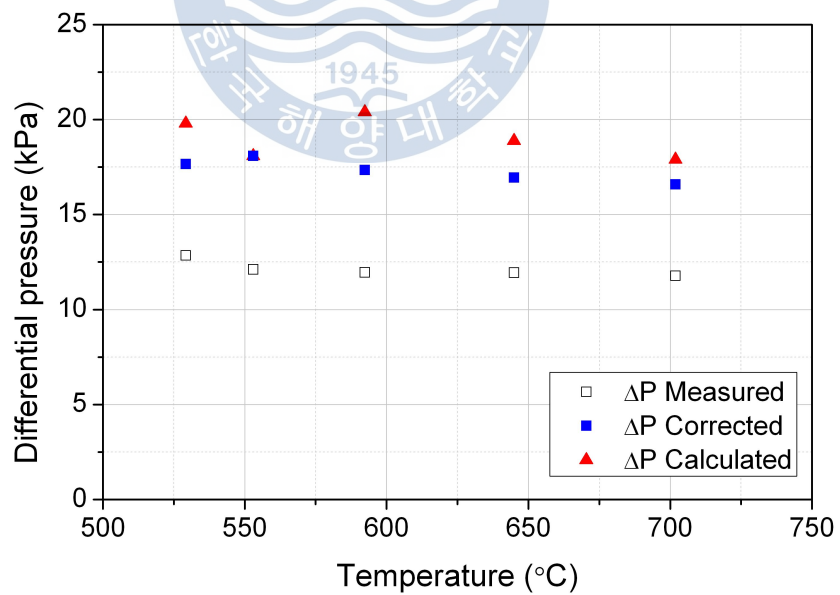


Fig. 3.14 Corrected pressure drop with Flinak level in guide tube

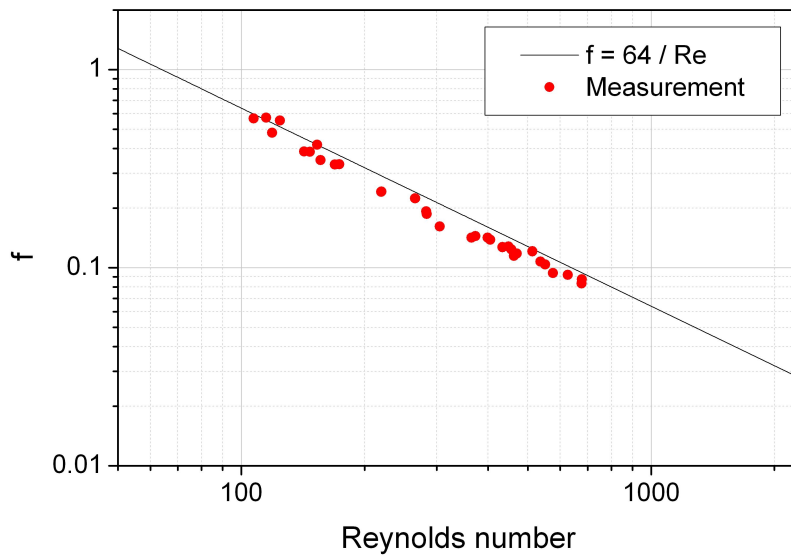


Fig. 3.15 Measured friction factors of Flinak flow in 1.4 mm inner-diameter round tube and comparison with the theoretical laminar flow relation

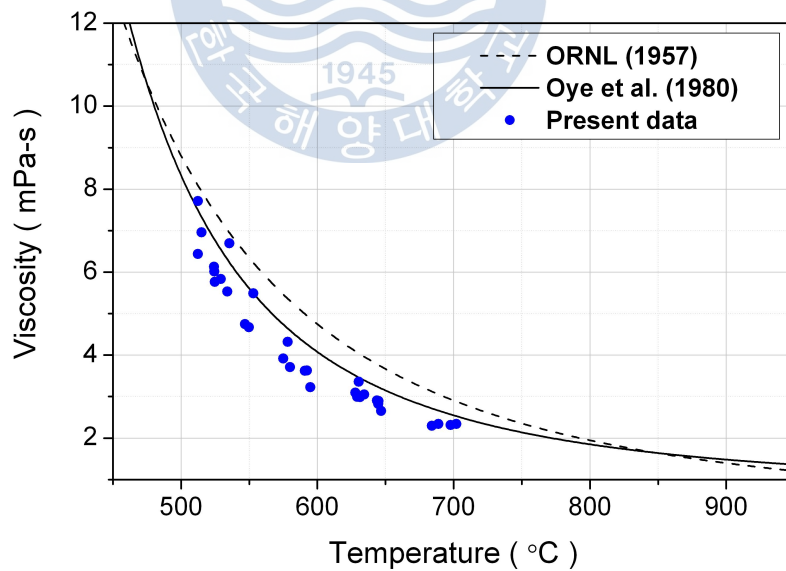


Fig. 3.16 Comparison of calculated viscosity using the measured pressure drop and existing viscosity correlations

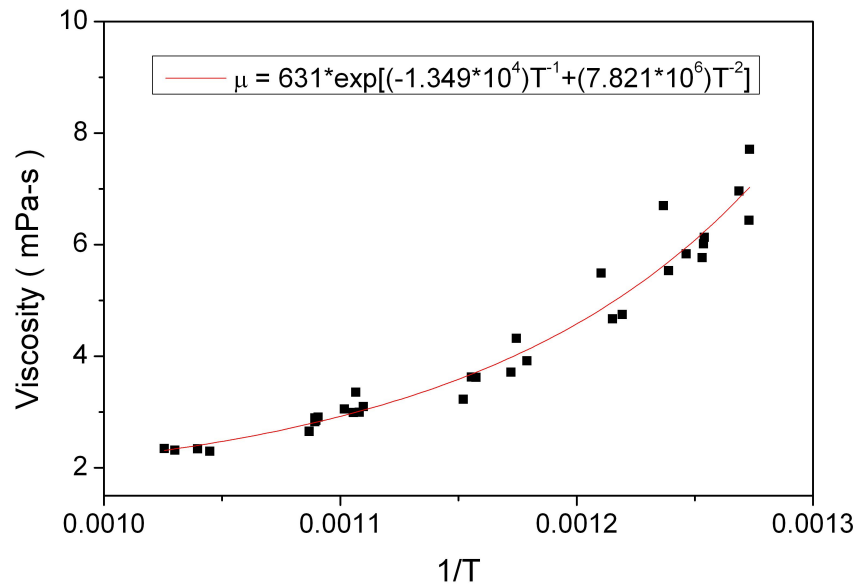


Fig. 3.17 Proposed Flinak viscosity correlation

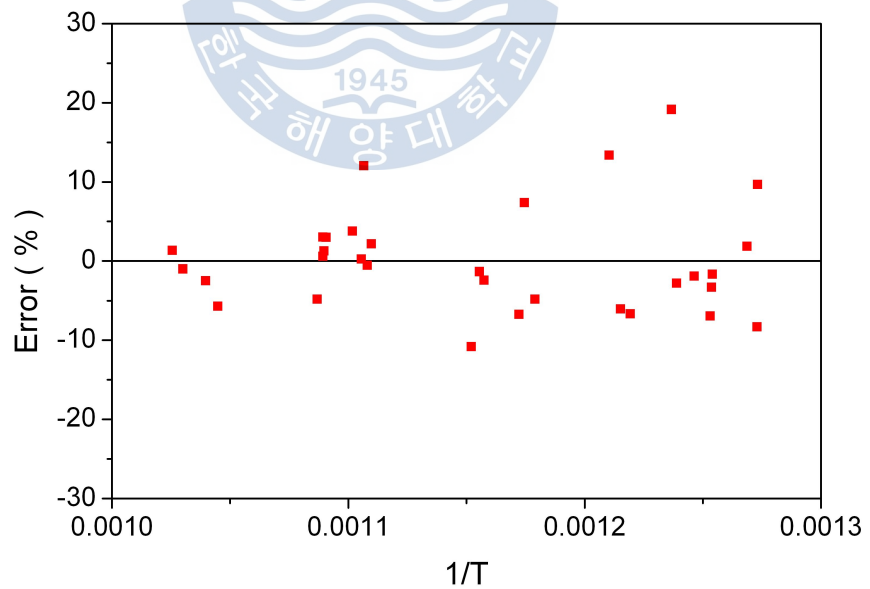


Fig. 3.18 Uncertainty in Flinak viscosity correlation

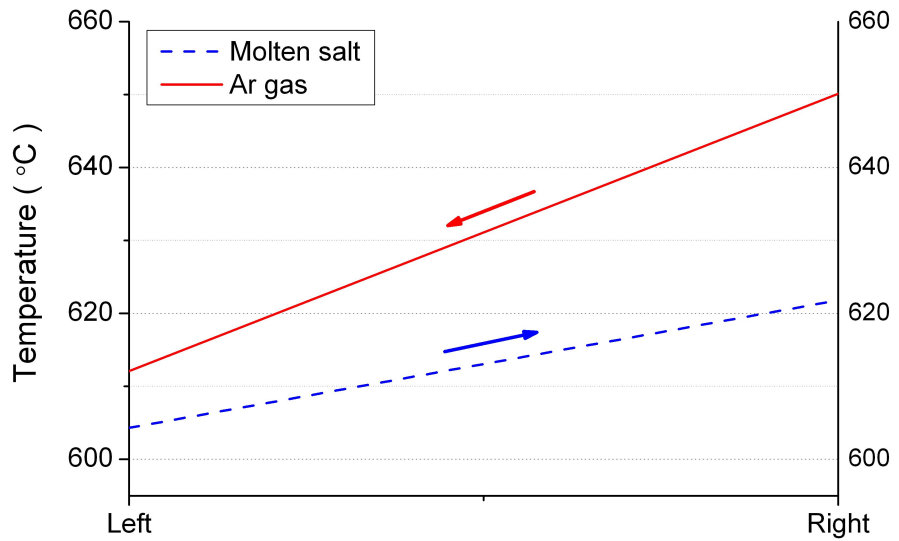


Fig. 3.19 Illustration of inlet and outlet temperatures of Flinak and gas in counter flow heat exchanger

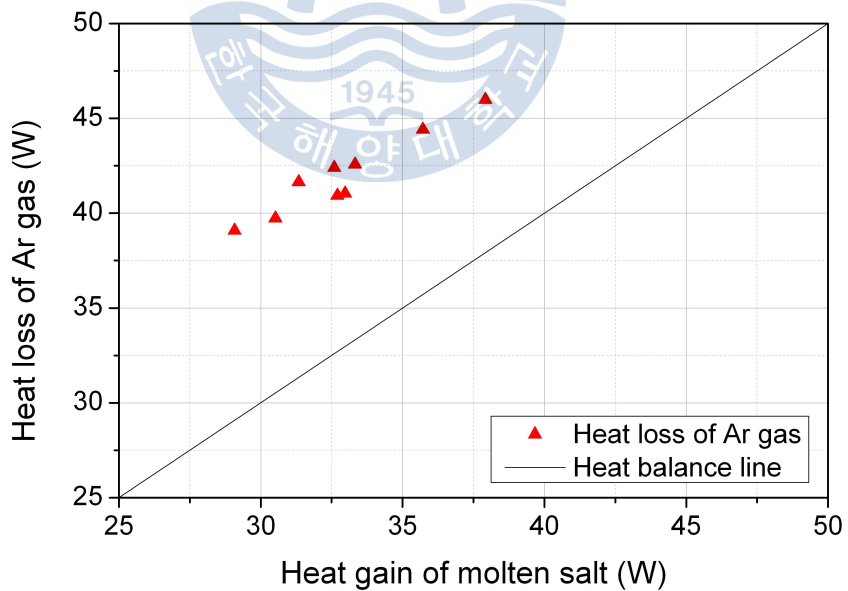


Fig. 3.20 Differences between heat gain and heat loss indicating the amount of heat loss to the surroundings

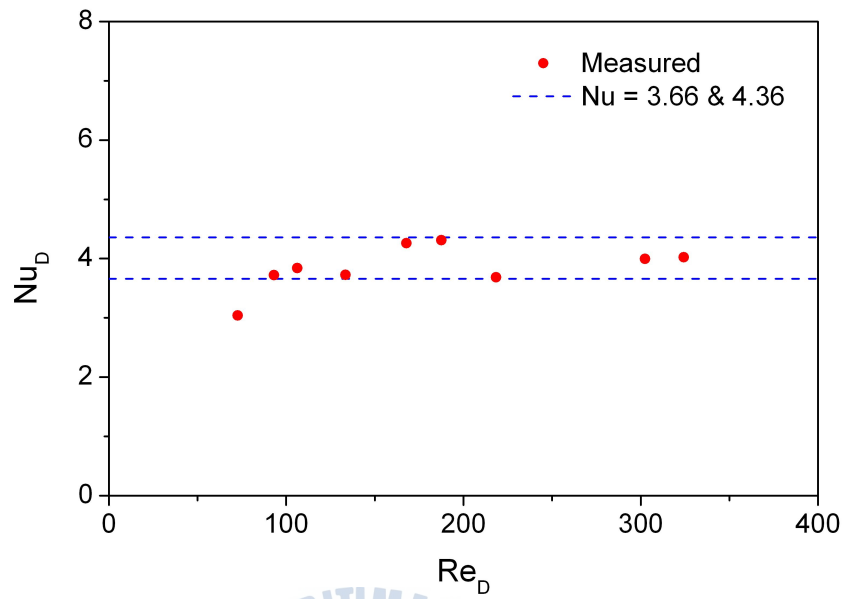
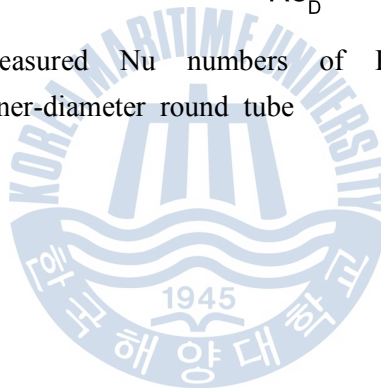


Fig. 3.21 Measured Nu numbers of Flinak flow in 1.4 mm inner-diameter round tube



제 4 장 열교환기 성능실험

4.1 실험장치

초고온원자로 중간열교환기의 개념모델을 설계 및 제작하였다. Flinak 용융염과 고온 가스의 열교환 실험에 앞서 물-공기를 이용한 열교환기 성능실험을 수행하였다. 물-공기 열교환실험을 위하여 순환형 풍동과 항온수조를 이용하였다. 열교환기를 순환형 풍동에 설치하고 항온수조를 이용하여 열교환기 채널에 물을 공급하고 순환형 풍동의 송풍기를 이용하여 오프셋 환으로 이루어진 기체측 유로에 공기를 공급하였다. 열교환기 채널 입·출구에 K-type 열전대를 삽입하여 물의 입·출구 온도를 측정하였다. 그리고 환 입·출구에 K-type 노출형 열전대를 설치하여 공기의 입·출구 온도를 측정하였다. 환의 경우 가로 방향으로 길이가 긴 형상이기 때문에 정확한 온도 측정이 필요하다. 그래서 공기 입구 온도의 경우 코어 면적을 1/3로 나눠 각 지점 중앙에 열전대가 위치하도록 설치하여 각 지점 온도를 측정하고 각 지점 온도를 평균한 값을 사용하였다. 그리고 공기 출구의 경우 공기가 열교환기를 지나면서 온도 변화가 있기 때문에 더 정확한 온도 측정이 필요하다. 따라서 코어 면적을 1/5로 나눠 각 지점 중앙에 열전대가 위치하도록 하고 각 지점 온도를 평균하여 사용하였다. 물-공기를 이용한 열교환기 성능실험장치의 개략도를 Fig. 4.1에 나타내었다. 그리고 실제 실험장치 사진을 Fig. 4.2에 나타내었다.

4.1.1 열교환기

초고온원자로 중간열교환기의 제작 가능성 및 성능 등을 평가하기 위하여 개념모델 열교환기를 설계 및 제작하였다. 열교환기 전체적인 형상은 판-핀 열교환기(Plate-Fin Heat Exchanger; PFHE)와 같다. 열교환기의 판은 미세 채널로 가공하였고 가공방법은 인쇄회로기판형 열교환기(Printed Circuit Heat Exchanger; PCHE) 기술을 응용하여 인코넬 600 판의 한 면을 화학적 에칭으로 가공 후 두 장의 판을 서로 확산접합하여 원형채널로 제작하였다. 이렇게 제작된 판은 총 6 개이고 판 사이에 5개의 오프셋 핀을 브레이징하여 열교환기를 구성하였다. 열교환기의 전반적인 사양을 Table 4.1에 정리하였다. 그리고 Fig. 4.3에 열교환기 구성방법과 실제 열교환기 사진, 유동배열을 나타내었다.

열교환기 채널의 경우 인코넬 600 판을 에칭 가공하여 제작하였기 때문에 에칭이 정확하게 되었는지 확인해 볼 필요가 있었다. 채널의 치수를 확인하기 위하여 확산접합 하기 전 판을 3-D 레이저 스캐너로 스캔하였다. 치수 확인은 에칭 된 판 전체를 스캔하여 3 지점의 단면을 IGES(Initial Graphics Exchange Specification) 파일로 변환하여 3-D CAD 프로그램인 UGS NX 4.0을 이용하여 치수를 확인하였다. 스캔한 단면을 대칭하여 확산접합 된 상태의 채널형상으로 나타낸 다음 채널의 폭과 높이를 확인하였다. 확인결과 제작하고자 했던 채널형상과 차이가 있었다. 제작하고자 했던 채널 사이즈는 1.2 mm 직경의 원형이었지만 3-D 레이저 스캐너로 측정한 결과를 보면 채널 폭은 약 1.23 mm로 제작하고자 했던 크기와 비슷하였지만 높이의 경우 약 0.985 mm로 예상했던 치수보다 작은 것을 확인할 수 있었다. 측정결과 에칭 된 채널의 경우 정확한 원형이 아님을

확인할 수 있었다. 따라서 정확한 계산을 위하여 UGS NX 4.0에서 채널의 면적과 둘레를 구하여 식 (4.1)을 이용하여 수력직경을 구하였다.

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (4.1)$$

측정결과를 토대로 구한 수력직경 $D_h = 0.988 \text{ mm}$ 이다. Fig. 4.4에 에칭한 판을 스캔한 모습을 나타내었고 Fig. 4.5에 UGS NX 4.0을 이용하여 치수 측정한 내용을 나타내었다.

그리고 열교환기의 확산접합 상태를 확인하기 위하여 X-ray CT 촬영을 하였다. 열교환기를 8등분하여 각 단면형상을 확인하였다. 확인결과 확산접합이 양호하게 되어 채널을 형성하고 있는 것을 알 수 있었다. 열교환기 X-ray CT 촬영 결과를 Fig. 4.6에 나타내었다.

열교환기를 순환형 풍동에 설치하면서 실험 중 열교환기 코어에서만 열전달이 일어날 수 있도록 코어를 제외한 열교환기의 나머지 부분은 발포 폴리에틸렌을 이용하여 단열하였다.

4.1.2 순환형 풍동 실험장치

열교환기 성능실험을 위하여 열교환기를 순환형 풍동에 설치하여 실험을 수행하였다. 실험에 사용된 순환형 풍동은 세원기연 사의 AD-CWT250 모델로 풍동본체와 조작반으로 구성되어있으며, 조작 및 지시를 인버터를 통하여 원격으로 처리할 수 있도록 설계, 제작되었다. 풍동의 시험부는 $300 \times 200 \text{ mm}$ 크기의 아크릴 구조로 되어있으며, 시험부 중앙에 열교환기가 위치하도록 구성하였다. 풍동의 송풍기는 $0 \sim 60 \text{ Hz}$ 까지 속도를 조절할 수 있도록 제작되었다.

항온수조

열교환기에 고온의 물을 공급하기 위하여 항온수조를 이용하였다. 실험에 사용된 항온수조는 제이오 텍 사의 WBC-1506W 모델로 사용 온도범위는 상온에서 100°C이고 히터용량은 1 kW, 펌프 용량은 7.5 lpm(liter per minute), 정확도는 60°C에서 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 이다.

마이크로 필터

열교환기에 물이 흐르게 되는 채널의 직경이 약 1.2 mm로 아주 좁다. 물이 순환하면서 이물질 등에 의하여 채널이 막힐 가능성이 있기 때문에 열교환기 입구 측에 마이크로 필터를 설치하였다. 마이크로 필터는 청수테크노필 사의 CSM-1ST-1A-#300 모델의 금속 격자형 필터로 50 μm 크기의 입자까지 제거할 수 있다.

4.1.3 계측장치

풍속계

열교환기에 흐르는 공기의 유량을 측정하기 위하여 순환형 풍동 시험부의 공기 입구측 중앙에 풍속계를 설치하였다. 실험에 사용된 풍속계는 Omega 사의 FMA-902-V 모델로 측정 범위는 0 ~ 500 sfpm(standard feet per minute)이고 Output DC 0 ~ 5 V, 정확도는 $\pm 1.5\%$ 이다. 측정된 공기 속도에 풍동 시험부의 단면적을 곱하여 공기의 부피유량을 구하고 부피유량에 공기의 밀도를 곱하여 질량유량으로 환산하였다.

로터미터

열교환기에 공급되는 물의 유량을 측정하기 위하여 로터미터를 사용하였다. 실험에 사용된 로터미터는 Dwyer 사의 RMB-83 모델로 측정 유량범위는 0.065 ~ 1.25 lpm(liter per minute)이고 사용온도 범위는 최대 54°C, 정확도는 $\pm 3\%$ 이다.

차압계

열교환기 채널에서 압력손실을 측정하기 위하여 Yokogawa 사의 EJA110A 모델 차압계를 사용하였다. 차압측정범위는 0 ~ 20 kPa이고, Output DC 4 ~ 20 mA, 사용최대압력 140 kg/cm², 사용가능온도는 -40 ~ 80°C의 사양을 가지며 $\pm 0.04\%$ 의 오차범위를 가진다.

데이터 취득 장치

데이터 취득 장치(Data Acquisition System; DAS)는 National Instrument 사의 SCXI-100, SCXI-1303 모듈을 사용하였다. 10개의 K-type 열전대에서 측정되는 온도 데이터와 풍속계, 차압계에서 측정된 0 ~ 5 V의 전압 데이터를 DAS를 이용하여 수집하였다. 수집된 데이터는 National Instrument 사의 Labview 7.0 프로그램을 이용하여 실시간으로 저장하고 전체 온도와 공기 속도, 차압 값을 그래프로 표시하여 쉽게 확인할 수 있도록 하였다.

4.2 실험방법

실험에 앞서 DAS에 모든 계측기 신호가 정상적으로 수집되는지를 약 10분간 확인한 후 실험을 수행하였다. 먼저 물 온도를 맞추기 위하여 항온수조 온도를 원하는 온도로 설정하고 로터미터를 조절하여 유량을 맞추었다. 물 온도가 실험 조건에 맞게 정상상태가 되면 풍동 송풍기를 가동하여 원하는 조건의 공기를 공급하였다. 공기 순환 후 물과 공기의 입·출구 온도변화를 확인하였다. 입·출구 온도가 정상상태에 도달하는 것을 확인하고 실험을 종료하였다. 정상상태에 도달한 3분간의 데이터를 평균하여 실험결과를 도출하였다.

4.3 실험결과 및 고찰

4.3.1 열교환기 채널에서의 압력손실

열교환기 채널에서 물의 압력손실을 측정하였다. 압력손실 측정 실험의 경우 풍동 송풍기는 가동하지 않는 상태에서 일정온도의 물만 열교환기에 공급하여 수행하였다. 실험조건은 물 유량을 로터미터를 이용하여 0.3 ~ 1 lpm(liter per minute)까지 0.1 lpm 단위로 변화시켰다. 위 조건은 열교환기 채널에서의 유동이 층류가 되도록 하기 위하여 설정된 값이다. 본 실험에서 측정되는 압력손실 값은 Fig. 4.7과 같이 열교환기 입·출구 1/4 inch 튜브에서의 마찰압력손실(ΔP_1)과 채널 입·출구에서의 급확대·축소 부분에서의 압력손실(ΔP_2 , ΔP_4), 채널에서의 마찰압력손실(ΔP_3)로 이루어진다. 따라서 열교환기 전체의 압력손실은 식 (4.2)와 같다.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 \quad (4.2)$$

여기서, ΔP_1 : 입·출구 1/4 inch 튜브 압력손실

$\Delta P_2, \Delta P_4$: 급확대·축소 압력손실

ΔP_3 : 채널에서의 압력손실

1/4 inch 튜브와 채널에서의 마찰압력손실은 식 (4.3)을 이용하여 구할 수 있다.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{G^2}{2\rho} \quad (4.3)$$

여기서, $f = 64/Re$ (층류 $Re < 2300$), $f = 0.316 Re^{-1/4}$ (난류 $Re \leq 2 \times 10^4$) 이다.

열교환기와 1/4 inch 튜브가 연결된 부위에서의 급확대·축소에 의한 압력손실은 식 (4.4)을 이용하여 구할 수 있다.

$$\Delta P = K_L \frac{G^2}{2\rho} \quad (4.4)$$

여기서, 손실계수 K_L 은 Fig. 4.8을 통하여 구할 수 있다.

그리고 열교환기 채널 입·출구의 급축소에 의한 압력손실은 식 (4.5)을 이용하여 구할 수 있고, 급확대에 의한 압력손실은 식 (4.6)을 이용하여 구할 수 있다.

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho} (1 - \sigma^2) + K_c \frac{G^2}{2\rho} \quad (4.5)$$

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho}(1 - \sigma^2) - K_e \frac{G^2}{2\rho} \quad (4.6)$$

여기서, 손실계수 K_c , K_e 는 Fig. 4.9를 통하여 구할 수 있다.

이렇게 계산한 압력손실 값과 실험을 통한 측정값을 Table 4.2에 정리하였고 Fig. 4.10에 비교하였다. 비교 결과 -2.35 ~ +2.72% 오차범위에서 일치하는 것을 확인 할 수 있었다. 측정값을 토대로 열교환기 채널에서의 마찰압력손실을 구하여 채널에서의 마찰계수를 구하였다. 이렇게 구한 마찰계수를 층류유동에서 이론식인 $f = 64/Re$ 과 비교해본 결과 $\pm 8\%$ 의 오차범위에서 일치하는 것을 확인하였다. 측정된 채널에서 마찰계수와 이론식을 Fig. 4.11에 비교하였다.

4.3.2 열교환기 열전달량

개념모델 열교환기를 이용하여 고온의 물과 저온의 공기 열교환 실험을 수행하였다. 실험조건은 물 유량 0.4, 0.7, 1 lpm(liter per minute)으로 하고 각 물 유량에 따라 풍동 송풍기를 20, 30, 40 Hz로 설정하여 총 9경우의 실험을 수행하였다. 실험결과를 Table 4.3에 정리하였다. 고온의 물이 잃은 열량과 저온의 공기가 얻은 열량을 비교하여 에너지 평형을 확인해 보았을 때 -3.2 ~ +4.8% 오차범위에서 일치하는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 4.12에 물과 공기의 에너지 평형관계를 나타내었다.

Table 4.1 Specification of the model heat exchanger for VHTR IHX

	Parameter	Value
Core	Material	Inconel 600
	Heat exchange size, mm	H178×D77×W26
	Core size, mm	H153×D77×W22
	Channel length, mm	161
	Channel diameter, mm (measured size)	1.2 (1.23 × 0.895)
	Number of plates	6
	Number of fins	5
	Number of channel per pass	17
	Number of pass	2
Fin	Material	Inconel 600
	Type	Lanced offset fin
	Fin width, mm	152.4
	Fin depth, mm	76.2
	Fin height, mm	2.0
	Fin pitch, FPI(fin per inch)	14
	Fin thickness, mm	0.1016(0.004 in)

Table 4.2 Data summary of pressure drop of water flow in minichannels of the model heat exchanger

Mass flow (kg/s)	Re	Inlet & outlet tube ΔP_1 (kPa)	Sudden contraction & sudden enlargement $\Delta P_2 + \Delta P_4$ (kPa)	Channel ΔP_3 (kPa)	ΔP_{total} (kPa)	Measured ΔP (kPa)	f
0.005260	94.47	0.2967	0.07483	0.3906	0.7621	0.7541	0.6635
0.005260	94.57	0.2966	0.07483	0.3901	0.7616	0.7490	0.6548
0.006940	125.2	0.4917	0.1302	0.5125	1.134	1.119	0.4955
0.006940	125.7	0.4914	0.1301	0.5106	1.132	1.150	0.5274
0.008620	156.2	0.7306	0.2007	0.6334	1.565	1.583	0.4216
0.008620	156.7	0.7301	0.2007	0.6313	1.562	1.526	0.3853
0.01029	188.0	1.011	0.2864	0.7511	2.049	1.993	0.3152
0.01030	187.4	1.012	0.2864	0.7537	2.052	2.019	0.3267
0.01197	218.8	1.334	0.3873	0.8727	2.594	2.606	0.2964
0.01197	219.1	1.334	0.3873	0.8716	2.593	2.591	0.2914
0.01365	250.0	1.698	0.5035	0.9932	3.194	3.200	0.2574
0.01365	250.2	1.697	0.5035	0.9920	3.193	3.132	0.2401
0.01533	281.0	2.101	0.6348	1.114	3.850	3.836	0.2249
0.01533	281.6	2.101	0.6348	1.112	3.847	3.817	0.2212
0.01700	312.3	2.544	0.7814	1.234	4.559	4.666	0.2227
0.01700	312.7	2.543	0.7813	1.232	4.557	4.546	0.2028

Table 4.3 Data summary of air and water heat transfer in the model heat exchanger

Water					Air				
T_i (°C)	T_o (°C)	Mass flow (kg/s)	C_h (W/K)	Q (W)	T_i (°C)	T_o (°C)	Mass flow (kg/s)	C_c (W/K)	Q (W)
39.5	32.2	0.006949	29.04	211.1	15.9	34.2	0.01202	12.10	221.9
39.2	29.3	0.006953	29.06	285.9	16.6	32.4	0.01817	18.29	288.6
38.8	28.0	0.006955	29.07	314.5	18.9	31.2	0.02516	25.32	310.8
39.3	34.9	0.01198	50.08	224.9	16.0	35.1	0.01200	12.08	230.7
39.1	33.0	0.01199	50.10	306.2	17.3	33.9	0.01811	18.23	302.1
39.0	32.0	0.01199	50.11	354.5	19.4	33.1	0.02505	25.22	345.2
41.0	37.6	0.01701	71.08	243.0	16.8	36.9	0.01195	12.03	240.7
40.9	36.2	0.01701	71.10	339.3	17.9	36.0	0.01802	18.14	328.7
40.9	35.4	0.01702	71.11	390.1	20.2	35.4	0.02492	25.09	379.0

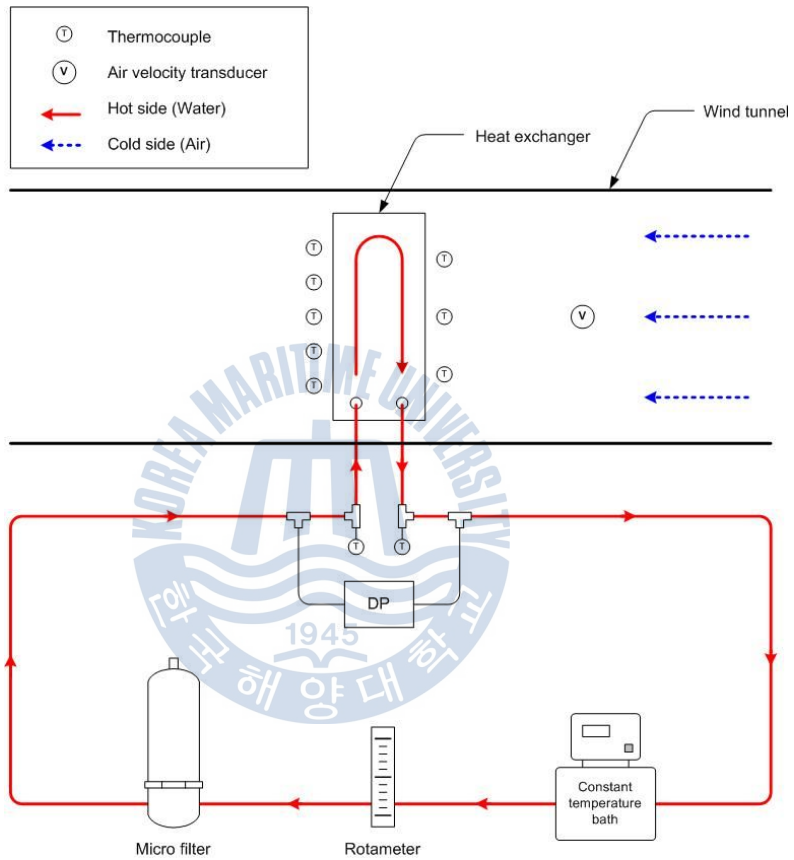


Fig. 4.1 Schematic diagram of experimental apparatus to investigate the thermal performance of model heat exchanger

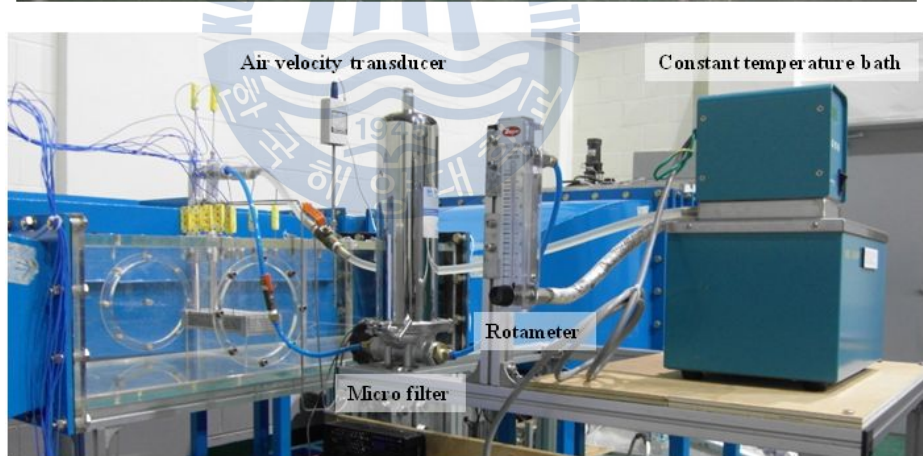


Fig. 4.2 Photograph of experimental apparatus to investigate the thermal performance of model heat exchanger

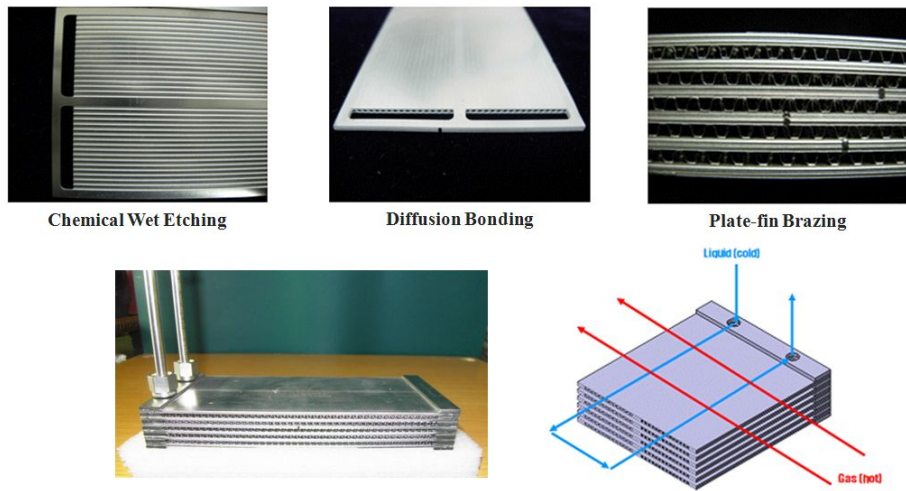


Fig. 4.3 Photograph of model heat exchanger and flow arrangement diagram

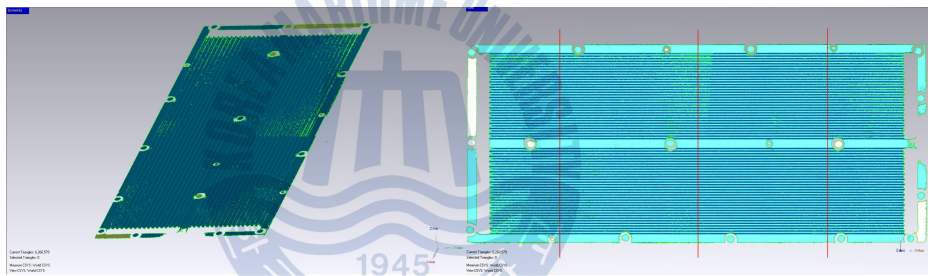


Fig. 4.4 3-D laser scan image of etched minichannels on an inconel 600 plate

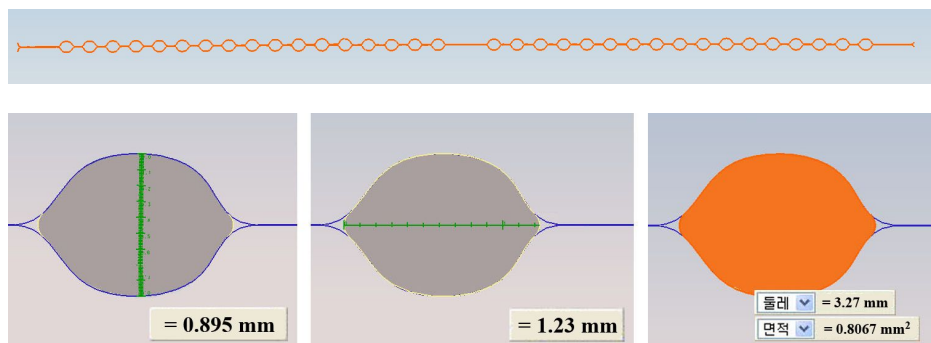


Fig. 4.5 Measurement of channel size of etched minichannels on an inconel 600 plate using NX 4.0

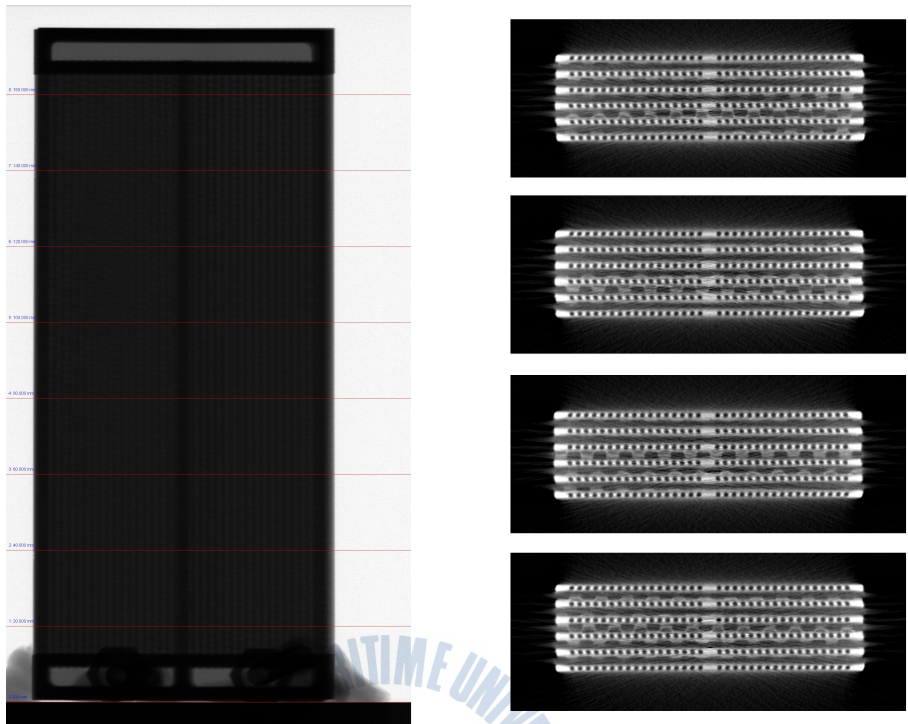


Fig. 4.6 X-ray CT image of model heat exchanger

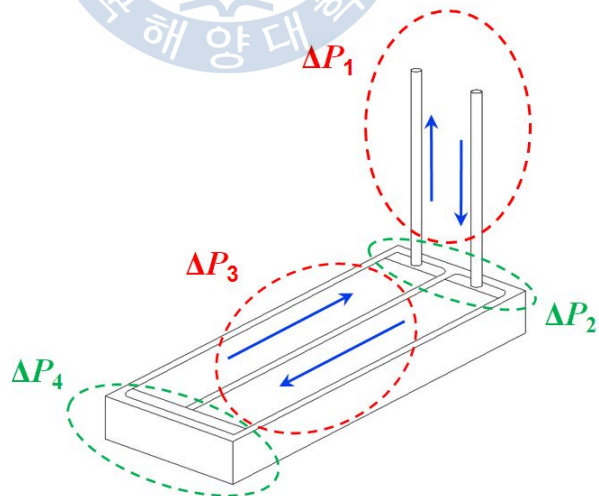


Fig. 4.7 Composition of total pressure drop in model heat exchanger

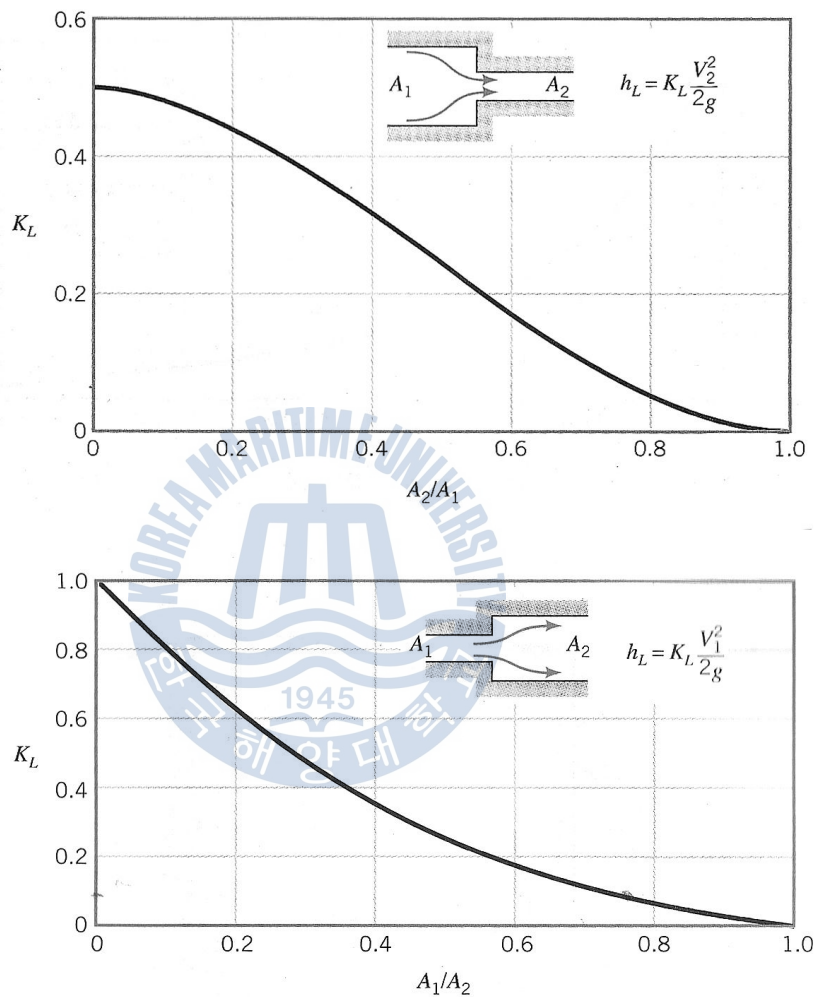


Fig. 4.8 Pressure-loss coefficients for sudden contraction and sudden enlargement

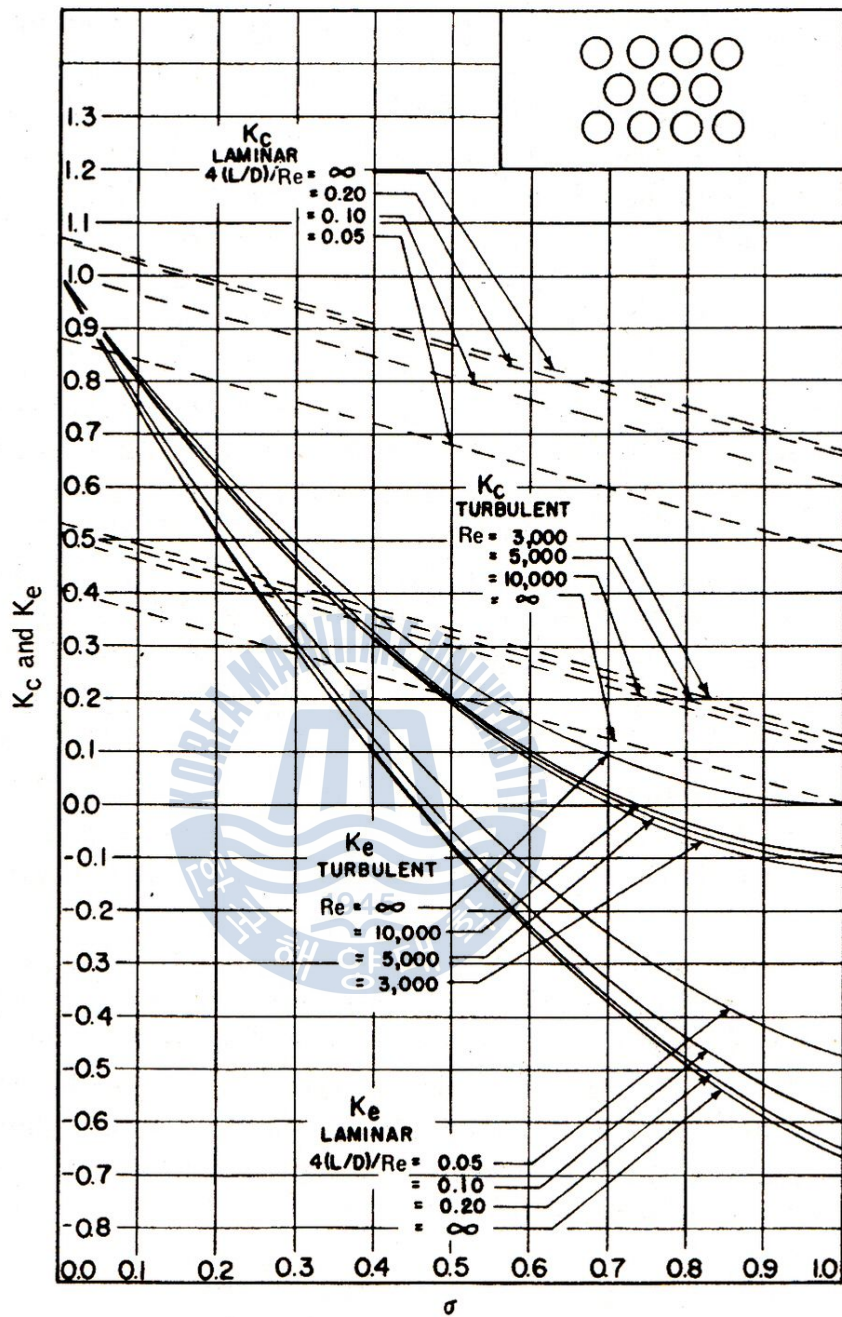


Fig. 4.9 Entrance and exit pressure-loss coefficients for a multiple-circular-tube heat exchanger core with abrupt-contraction entrance and abrupt-expansion exit

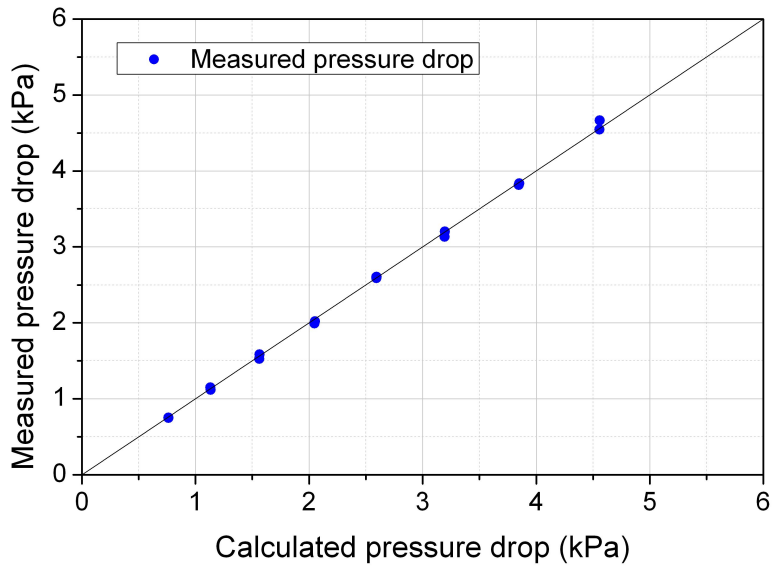


Fig. 4.10 Comparison of measured and calculated pressure drops in model heat exchanger

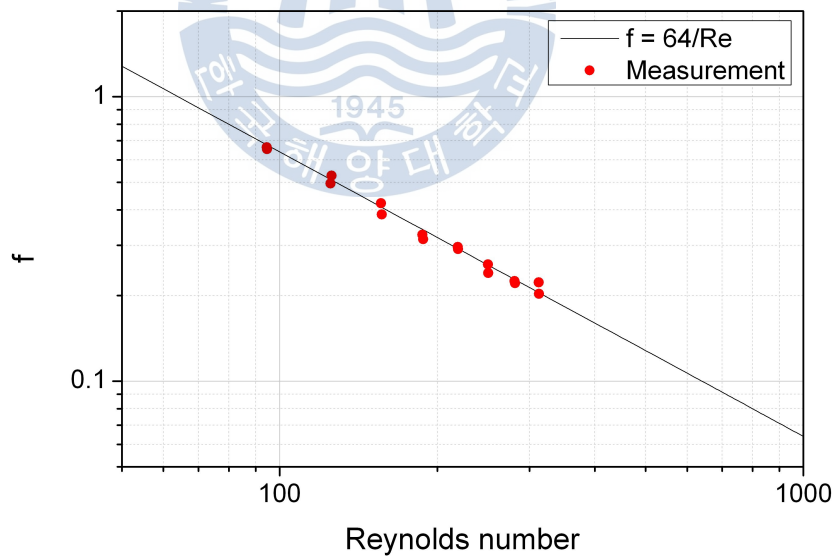


Fig. 4.11 Measured friction factors of water flow in minichannels of model heat exchanger and comparison with the teoretical laminar flow relation

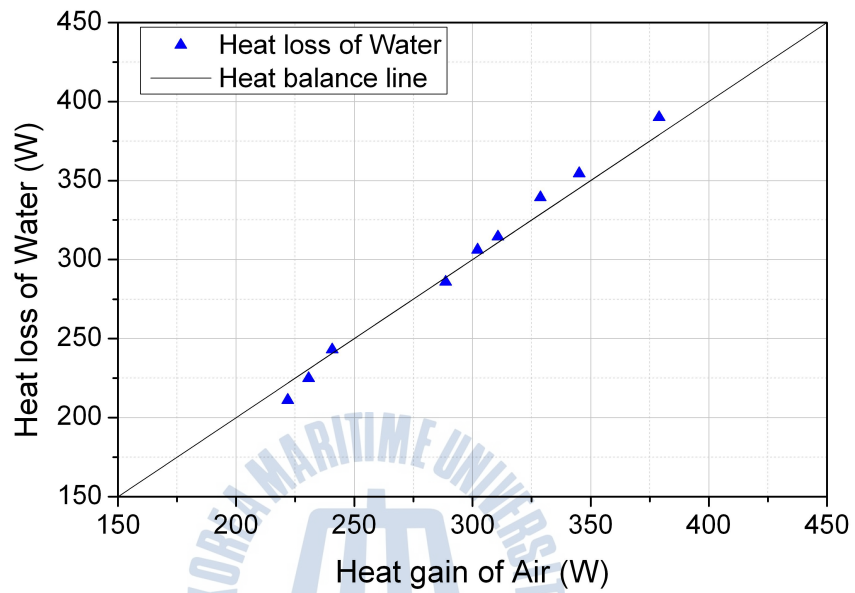


Fig. 4.12 Comparison of heat loss of water and heat gain of air in model heat exchanger tests

제 5 장 결론

초고온원자로(Very High Temperature Reactor; VHTR)의 중간열수송루프(Intermediate Heat Transport Loop; IHTL) 작동유체로 성능이 우수한 Flinak 용융염에 대한 세관에서의 열수력학적 특성 실험을 수행하였다. 그리고 VHTR 중간열교환기(Intermediate Heat Exchanger; IHX)의 제작 가능성 및 성능 등을 평가하기 위하여 개념모델 열교환기를 설계 및 제작하고 물-공기를 이용하여 성능평가를 하였다.

1. LiF, NaF 및 KF(46.5:11.5:42.0 mole %)의 공용혼합물인 Flinak을 이용하여 열수력 실험장치 구축 및 실험을 성공적으로 수행하였다. 실험결과 Flinak이 융점 454°C에서 일정하게 녹는 것을 확인하였다.

2. VHTR IHX 설계에 필요한 미세 채널에서의 Flinak 열수력학적 특성을 확인하기 위하여 내경 1.4 mm의 원형관에서 층류유동일 때 Flinak의 마찰계수를 측정하였다. 측정된 Flinak의 마찰계수는 층류유동에서 이론식인 $64/Re$ 에 -23 ~ +7%의 오차범위에서 일치하였다.

3. Flinak 마찰계수의 오차 원인으로 현재 알려진 Flinak 점도의 부정확성을 고려하여 새로운 점도식을 제시하였다.

$$\mu = 631 \exp[(-1.349 \times 10^4)T^{-1} + (7.821 \times 10^6)T^{-2}]$$

4. 고온의 아르곤 가스와 저온의 Flinak 용융염 열교환실험을 통하여 Flinak 층류유동의 Nusselt 수를 구하였다. 실험을 통하여 구한 Nusselt 수는 이론범위인 3.66 ~ 4.36 범위에 대부분 일치하는 것을 확인하였다.

5. 개념모델 열교환기의 압력손실 측정 실험을 수행하였다. 실험결과 열교환기에서의 압력손실은 이론값과 $-2.35 \sim +2.72\%$ 범위에서 일치하는 것을 확인하였다. 측정 압력손실을 이용하여 층류유동일 때 열교환기 채널에서의 마찰계수는 이론식인 $64/Re$ 에 $\pm 8\%$ 범위에서 일치하는 것을 확인하였다.



참 고 문 헌

- Cohen, S. I., Powers, W. D. and Greene, N. D., 1957, "Viscosity Measurements on Molten Fluoride Mixtures," ORNL-2278, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN.
- Cooke, J. W., 1966, "Experimental Determinations of the Thermal Conductivity of Molten Fluoride Mixtures," ORNL CF-66-5-2, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN.
- Cooke, J. W., 1973, "Development of the Variable-Gap Technique for Measuring the Thermal Conductivity of Fluoride Salt Mixtures," ORNL-4831, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN.
- Cooke, J. W. and Cox, B. W., 1973, "Forced-Convection Heat Transfer Measurements with a Molten Fluoride Salt Mixture Flowing In a Smooth Tube," ORNL-TM-4079, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN.
- Cornwell, K., 1971, "The Thermal Conductivity of Molten Salts," Journal of Physics D: Applied Physics 4, p. 441-45.
- Gabbard, C. H., 1970, "Reactor Power Measurement and Heat Transfer Performance in the Molten Salt Reactor Experiment," ORNL-TM-3002, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN, p. 23.
- Gambill, W. R., 1959, "Fused Salt Thermal Conductivity," Chemical Engineering, pp. 129-30.
- Grande, T., Oye, H. A. and Julsrud, S., 1993, "Viscosity and Density of Molten Barium Zirconate and Related Melts," J. Non-Crystalline Solids 161, p. 152.

Grimes, W. R. 1966, "Reactor Chemistry Division Annual Progress Report for Period Ending December 31," 1965, ORNL-3913, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN, p. 27.

Grimes, W. R., 1967, "Chemical Research and Development for the Molten-Salt Breeder Reactor," ORNL/TM-1853, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN.

Grimes, W. R. et al., 1958, "Chemical Aspects of Molten Fluoride Salt Reactor Fuels," in *Fluid-Fueled Reactors*, ed. J. A. Lane et al., Addison-Wesley, NY, Chap. 12.

Ignatiev, V. et al., 2002, "Transport Properties of Molten Salt Reactor Fuel Mixtures," paper presented at Actinide and Fission Product Partitioning Transmutation-7th Information Exchange Meeting, Jeju, Korea.

Jamieson, D. T. et al., 1975, "Liquid Thermal Conductivity: A Data Survey to 1973," National Engineering Laboratory, Her Majesty's Stationery Office, Edinburgh.

Janz, G. J., 1967, *Molten Salts Handbook*, Academic Press, NY

Kays, W. M. and London, A. L., 1998, *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed. New York, McGraw-Hill.

Khoklov, V. A., 1998, "Thermal Conductivity in Cryolitic Melts: New Data and Its Influence on Heat Transfer in Aluminum Cells," *Light Metals*.

McDonald, J. and Davis, H. T., 1971, "Determination of the Thermal Conductivities of Several Molten Alkali Halides by Means of a Sheated Hot Wire Technique," *Physics and Chemistry of Liquids* 2, pp. 119-134.

McLaughlin, E., 1964, "Thermal Conductivity of Liquids and Dense Gases," Chemical Reviews 64, pp. 389-428.

Rodgers, D. J., Yoko, T. and Janz, G. J., 1982, "Fusion Properties and Heat Capacities of the Eutectic LiF-NaF-KF," J. Chem. Eng. Data 27, p.366.

Rosenthal, M. W. et al., 1972, "Development Status of Molten Salt Breeder Reactors," ORNL-4812, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN, p. 250.

Sanders, J. P., 1971, "A Review of Possible Choices for Secondary Coolants for Molten Salt Reactor," ORNL CF-71-8-10, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN.

Smirnov, M. V. et al., 1987, "Thermal Conductivity of Molten Alkali Halides and Their Mixtures," Electrochimica Acta 31(7), p. 1019.

Thoma, R. E., 1959, "Phase Diagrams of Nuclear Reactor Materials," OTNL-2548, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN.

Thoma, R. E., 1975, "Phase Diagrams of Binary and Ternary Fluoride Systems," in Advances in Molten Salt Chemistry, ed. J. Braunstein et al., Plenum Press, NY, Vol. 3, Chap. 6.

Torlep, K. and Oye, H. A., 1980, "Viscosity of Eutectic LiF-NaF-KF," J. Chem. Eng. Data 25, p. 16.

Williams, D. F. et al., 2001, "The Influence of Lewis Acid/Base Chemistry on the Removal of Gallium by Volatility from Weapons Grade Plutonium Dissolved in Molten Chlorides," Nuclear Technology 136, p. 367.

감사의 글

힘들게만 생각했던 대학원 생활도 벌써 2년이라는 시간이 지나 학위논문을 완성하게 되었습니다. 한 편의 논문이 완성되기까지 도움을 주신 분들께 지면으로나마 감사 인사를 드립니다.

먼저 여러모로 많이 부족한 저를 실험실에 받아주시고 가르침을 주신 방광현 교수님께 깊은 감사를 드립니다. 교수님 덕분에 공학도로서의 마음가짐과 인생을 살아가는 방법에 대해 많이 배울 수 있었습니다. 그리고 바쁘신 와중에도 저의 논문을 심사해주신 김동혁 교수님과 조종래 교수님께도 깊은 감사를 드립니다. 학부 때부터 대학원까지 지도해주신 윤상국 교수님, 유삼상 교수님, 도덕희 교수님, 황광일 교수님께도 감사드립니다.

처음 대학원에 입학해서 많은 도움을 주신 실험실 선배 인선이형, 경규형, 옥준이형께도 감사드립니다. 일년동안 실험실에서 동고동락한 실험실 후배 상균, 완식, 형탁이에게도 감사의 말을 전하고 이번에 대학원에 입학하는 해균이에게도 감사하단 말을 전합니다. 다른 실험실에서 생활했지만 힘들고 어려울 때마다 많은 도움을 준 대학원 동기 지훈, 창재에게도 감사의 말을 전합니다.

대학원 생활을 하면서 자주 만나지 못했지만 항상 한결같은 친구 준완, 승엽이에게도 감사를 드립니다. 학부 때부터 많은 인연을 만들게 해준 동아리 신명 17기 동기들과 선후배님들께도 감사드립니다. 특히 같은 과 후배이기도 한 덕교와 현대, 그리고 항상 먼저 안부를 물어주는 래섭이에게도 감사의 말을 전합니다.

무엇보다 항상 저를 뒷바라지 해주신 사랑하는 아버지와 어머니께 진심으로 감사드립니다. 막내 동생을 많이 아껴주는 희정, 희영, 희은 누나와 매형과 조카 민지에게도 감사의 말을 전합니다. 그리고 오랜 시간 곁에 있어준 연주에게도 감사드립니다.

10년이라는 시간 동안 대학생활을 하면서 감사드릴 분이 너무 많습니다. 그 모든 분들께 감사의 마음을 전하며 이 논문을 바칩니다.